

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

**Návrh horní stavby portálového zakladače
ZPH 1500**

**Construction Design of The Portal Stacker
ZPH 1500 Upper Structure**

Student:

Bc. Martin Grycz

Vedoucí diplomové práce:

prof. Ing. Horst Gondek, DrSc.

Ostrava 2012

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Martin Grycz**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 70 Zemní, těžební a stavební stroje
Téma: **Návrh horní stavby portálového zakladače ZPH 1500**
Construction Design of The Portal Stacker ZPH 1500 Upper Structure

Zásady pro vypracování:

Proveďte konstrukční návrh horní stavby pro portálový zakladač na homogenizaci uhlí s následujícími parametry: výkon 1500 t.hod⁻¹; rozchod 48 m; výška hromady 15,15 m; šířka hromady 42,6 m; délka hromady 528 m; rychlost pojezdu stroje přepravní max 15 m.min⁻¹; rychlost pojezdu stroje pracovní max 3 m.min⁻¹.

Při návrhu proveďte: 1) Rešerši portálových zakládačů používaných pro homogenizaci; 2) Konstrukční návrh pásového dopravníku umístěného na horní stavbě; 3) Konstrukční návrh shazovacího vozíku a pojízdné teleskopické výsypky; 4) Proveďte základní pevnostní výpočty navržených zařízení.

Seznam doporučené odborné literatury:

ČSN 01 6910 Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory. Praha: ČNI, srpen 1997. 36 s.

ČSN ISO 690 Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura. Praha: ČNI, 1996. 32 s.

Gondek, H., Ševčík, A.: *Stroje pro těžbu a zpracování užitkových surovin I*, Vydala: VŠB – TU Ostrava, Ostrava 2006, ISBN 80- 248- 1040 - 9

BOLEK, A. – KOCHMAN, J. – KOLEKTIV: *Části strojů – 1. svazek*. 5. vydání Praha. SNTL – Nakladatelství technické literatury, n. p., 1989, 775 s. ISBN 80-03-00048-7.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **prof. Ing. Horst Gondek, DrSc.**

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі́, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі́, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :.....

.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce: Martin Grycz

Adresa trvalého pobytu autora práce: Čáslavská 1813/1, Český Těšín, 737 01

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

GRYZ, M. *Návrh horní stavby portálového zakladače ZPH 1500: diplomová práce.* Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2012, 63 s., Vedoucí práce: Gondek H.

Diplomová práce se zabývá návrhem shazovacího vozu na horní stavbě portálového zakladače. Úvodní kapitola pojednává o skládkovém hospodářství a stručně popisuje používané skládkové stroje. Následuje popis funkce zakladače a výpočtová část, věnující se návrhu pásového dopravníku, shazovacího vozu a teleskopické výsypky. Pomocí metody konečných prvků je provedena pevnostní kontrola rámu shazovacího vozu. Hlavním cílem práce je návrh zdvihu výsypky a pojezdu shazovacího vozu. Příloha obsahuje sestavné výkresy hlavních celků.

ANOTATION OF THESIS

GRYZ, M. *Construction Design of The Portal Stacker ZPH 1500 Upper Structure: Master Thesis.* Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2012, 63 p., Thesis head: Gondek H.

The thesis is dealing with design of tripper car on the portal stacker upper structure. An introduction describes the issue of stockyard including brief description of the stockyard machines. Next part is description of the stacker function followed by counting of the belt conveyor, tripper car and telescopic chute. Strength control of tripper car frame is made by analytic software analyses. The main objective of the thesis is to design tripper car and telescopic chute with lifting device. Main units of the upper structure are drawn in annex.

OBSAH

OBSAH	6
SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ	8
1 ÚVOD	14
2 SKLADOVÁNÍ SYPKÝCH MATERIÁLŮ	15
2.1 Úvod do problematiky skladování sypkých materiálů	15
2.2 Založení skládky sypkých hmot	15
3 SKLÁDKOVÉ STROJE	20
3.1 Zakladače	20
3.2 Naběrače a shrnovače	21
4 HORNÍ STAVBA PORTÁLOVÉHO ZAKLADAČE	24
5 VÝPOČET PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU	25
5.1 Určení velikosti pásu	25
5.2 Určení obvodové síly na poháněcím bubnu F	27
5.3 Návrh pohonu	31
5.4 Kontrola brzdy	32
5.5 Tahy v dopravním pásu	33
5.6 Kontrola měrného tlaku mezi dopravním pásem a bubnem	35
5.7 Pevnostní kontrola dopravního pásu	35
5.8 Dopadová křivka materiálu	36
6 ZDVIH TELESKOPICKÉ VÝSYPKY	38
6.1 Určení zatížení	38
6.2 Výpočet lana	39
6.3 Návrh kladek a bubnu	41
6.4 Návrh pohonu zdvihového ústrojí	43
7 POJEZD SHAZOVACÍHO VOZU	46
7.1 Stanovení sil na shazovacím voze	46

7.2	Návrh pohonu.....	53
7.3	Kontrola cévového ozubení	56
7.4	Pevnostní kontrola shazovacího vozu.....	57
8	ZÁVĚR	60
9	SEZNAM POUŽITÝCH PRAMENŮ	61
10	SEZNAM PŘÍLOH.....	63

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ

Označení	Jednotka	Význam
μ	-	součinitel tření mezi pásem a poháněcím bubnem
μ_B	-	součinitel tření mezi dopr. materiálem a bočním vedením
B	mm	šířka pásu
b_{CO}	mm	šířka zubu cévového kola
c_{Hz}	-	koeficient přímkového styku, ocel na oceli
D_{aCO}	mm	průměr hlavové kružnice cévového kola
D_b	m	průměr bubnu
D_B	mm	jmenovitý průměr bubnu
D_{Bmin}	mm	minimální průměr bubnu
D_{CO}	mm	průměr roztečné kružnice cévového kola
d_{CO}	mm	průměr cévy
D_{fCO}	mm	průměr patní kružnice cévového kola
D_k	mm	jmenovitý průměr kladky
D_{kmin}	mm	minimální průměr lanové kladky
d_l	mm	průměr lana
d_{max}	mm	maximální rozměr zrna
E	MPa	modul pružnosti v tahu pro ocel 14 220
f	-	globální součinitel tření
F_1	N	síla potřebná pro překonání pohybových odporů dopravníku
F_2	N	síla potřebná k překonání dopravní výšky
F_B	N	odpor v ohybu pásu na bubnu a v ložiskách
F_{brz}	N	síla nutná pro zastavení shazovacího vozu
F_{CP}	N	odpor čističe pásu
$f_{\check{c}}$	-	součinitel čepového tření, ocel na bronz
$F_{\check{c}A}; F_{\check{c}B}$	N	odpory od čepového tření v pojezdovém kole
F_l	N	skutečné zatížení lana
F_n	N	nabíhající síla
F_n	N	nabíhající síla
F_{NI}	N	odpor setrvačných sil v místě nakládky a v oblasti urychlování

F_{N2}	N	odpor tření mezi dopr. hmotou a bočním vedením v místě urychlování
F_{nl}	kN	jmenovitá únosnost lana
F_{nS}	N	skutečná nabíhající síla
F_o	N	odbíhající síla
F_{Ol}	N	maximální dovolené zatížení lana
F_{oS}	N	skutečná odbíhající síla
F_p	N	přídavné a vedlejší odpory dopravníku
F_{pv1}	N	celkový odpor od čepového tření v pojezdových kolech
F_{pv2}	N	celkový odpor od valivého tření pojezdových kol
F_{roz}	N	síla nutná pro rozjezd shazovacího vozu
F_{SV}	N	odpor shazovacího vozu
$F_{vA}; F_{vB}$	N	odpory od valivého tření kola na kolejnici
$F_{vět}$	N	odpor větru
F_{vT1}	N	výsledná síla od tahových sil v pásu na horním bubnu
F_{vT2}	N	výsledná síla od tahových sil v pásu na spodním bubnu
F_Z	N	napínací síla
g	$m.s^{-2}$	tíhové zrychlení
H_{SV}	m	výška shazovacího vozu
h_v	m	potřebný zdvih výsypky
i_k	-	převodový poměr kladkostroje
i_{ps}	-	skutečný převodový poměr
i_{SV}	-	skutečný převodový poměr pohonu shazovacího vozu
i_Z	-	převodový poměr převodovky zdvihu
J_B	$kg.m^2$	moment setrvačnosti bubnu
J_M	$kg.m^2$	moment setrvačnosti motoru
k_b	-	součinitel součinnosti pohonu
k_B	-	součinitel bezpečnosti pásu v tahu
k_{bb}	-	součinitel bezpečnosti brzdy
k_S	-	statická bezpečnost proti prokluzu dopravního pásu na hnacím bubnu
k_φ	-	součinitel plnění pásu

l_{BI}	mm	délka hladké krajní části bubnu
l_{BC}	mm	celková délka bubnu
L_N	m	délka násypky
L_{nmin}	m	navíjená délka lana
L_{Nmin}	m	minimální urychlovací délka
L_{pd}	m	Délka pásového dopravníku:
l_S	m	délka středního válečku
m_{2TV}	kg	hmotnost 2. sekce teleskopické výsypky
m_{3TV}	kg	hmotnost 3. sekce teleskopické výsypky
m_{4TV}	kg	hmotnost 4. sekce teleskopické výsypky
m_{5TV}	kg	hmotnost 5. sekce teleskopické výsypky
M_B	Nm	brzdny moment
m_{cTV}	kg	celková hmotnost pohyblivé části teleskopické výsypky
M_{kSVsk}	Nm	skutečný krouticí moment z převodovky shazovacího vozu
M_{kZ}	Nm	potřebný krouticí moment převodovky zdvihu
M_{kZsk}	Nm	skutečný krouticí moment na výstupu z převodovky
m_{ITV}	kg	hmotnost lana pro zdvih teleskopické výsypky
M_M	Nm	moment elektromotoru
m_p	$kg.m^{-1}$	měrná hmotnost dopravního pásu
m_{SV}	kg	celková hmotnost shazovacího vozu
m_v	$kg.m^{-1}$	měrná hmotnost rotujících částí válečku
m_{vd}	kg	hmotnost rotujících částí 1 válečku spodní větve
m_{vh}	kg	hmotnost rotujících částí 1 válečku horní větve
m_{vTV}	kg	hmotnost rozvodu vody na teleskopické výsypce
n_{2SV}	min^{-1}	výstupní otáčky převodovky shazovacího vozu
n_B	-	počet nepoháněných bubnů
$n_{Bpož}$	min^{-1}	požadované otáčky lanového bubnu
n_{Bsk}	min^{-1}	skutečné otáčky lanového bubnu
$n_{COpož}$	min^{-1}	požadované otáčky cévového pastorku
n_{CP}	-	počet čističů pásu
n_e	-	počet použitých elektromotorů
n_{eSV}	-	počet pohonů shazovacího vozu

n_M	min^{-1}	otáčky motoru dopravníku
n_v	-	počet nosných průřezů lana v jedné větvi
n_{vh}	ks	počet válečků horní větve
n_{vs}	ks	počet válečků spodní větve
p	MPa	měrný tlak pásu na buben
p_{dov}	MPa	dovolený tlak na buben
P_M	kW	výpočtový výkon pohonu dopravníku
P_{MZ}	kW	výpočtový výkon pohonu zdvihu
P_{Msk}	kW	výkon pohonu pásového dopravníku
P_{MZsk}	kW	skutečný výkon pohonu zdvihu
P_{SV}	kW	výpočtový výkon pohonu shazovacího vozu
P_{SVsk}	kW	výkon motoru shazovacího vozu
p_{val}	MPa	tlak od válečkových stolic s materiálem
p_{vys}	MPa	tlak od výsypky
q	$kg.m^{-1}$	měrná hmotnost dopravovaného materiálu
Q	t/hod	dopravní výkon
R_{ICO}	mm	poloměr dna zubní mezery
R_{2CO}	mm	poloměr boku zubu
S_{SV}	m^2	plocha shazovacího vozu s výsypkou
t_1	m	rozteč podpěr horní větve
t_2	m	rozteč podpěr spodní větve
t_b	s	požadovaná doba brzdění dopravníku
t_{bmax}	s	požadovaná doba do zastavení shazovacího vozu
t_{Bz}	mm	rozteč závitů na lanovém bubnu
t_{CO}	mm	rozteč cév
t_i	m	čas za který dosáhne materiál vzdálenosti x_i, y_i
t_{vmax}	s	požadovaná doba pro dosažení maximální rychlosti
v	$m.s^{-1}$	volená rychlost pásu
v_0	$m.s^{-1}$	složka rychlosti dopravovaného materiálu ve směru pohybu pásu
v_{2a}	$m.s^{-1}$	volená pojezdová rychlost vozu ve směru pohybu pásu
v_{2ask}	$m.s^{-1}$	obvodová rychlost na roztečné kružnici pastorku

v_{2b}	$m.s^{-1}$	pojezdová rychlost vozu proti směru pohybu pásu
v_{CO}	mm	vůle mezi cévou a kolem
v_{sk}	$m.s^{-1}$	skutečná rychlost pásu
v_v	$m.s^{-1}$	požadovaná rychlost zdvihu výsypky
w	-	měrný pohybový odpor dopravníku
x_i	m	x-ová souřadnice dopadové křivky
y_i	m	y-ová souřadnice dopadové křivky
y_{max}	-	dovolený relativní průvės dopravního pásu
z	-	počet větví lanového převodu
z_B	-	počet závitů lana na jednom bubnu
z_{CO}	-	počet zubů cévového kola
α_B	-	součinitel velikosti bubnu
α_G	°	úhel opásání poháněcího bubnu dopravním pásem
α_{GH}	°	úhel opásání horního bubnu shazovacího vozu dopravním pásem
α_{GS}	°	úhel opásání spodního bubnu shazovacího vozu dopravním pásem
α_k	-	součinitel velikosti kladky
α_{SV}	°	úhel stoupání shazovacího vozu
α_{vT1}	°	natočení vektoru síly F_{vT1}
α_{vT2}	°	natočení vektoru síly F_{vT2}
β	°	úhel sklonu bočních válečků
η	-	účinnost poháněcí stanice
η_I	-	účinnost kladky na kluzných ložiskách
η_B	-	účinnost bubnu na valivých ložiskách
η_c	-	celková účinnost zdvihového ústrojí
η_k	-	účinnost lanového převodu
η_{max}	-	maximální účinnost poháněcí stanice
η_p	-	účinnost převodovky
η_{SV}	-	účinnost pohonu pojezdu shazovacího vozu
ζ	-	součinitel valivého tření
ζ_ω	-	tvarový součinitel obtékaného profilu

P	mm	redukovaný poloměr křivosti
ρ_s	kg/m^{-3}	Sypná hmotnost materiálu
σ_{Hlim}	MPa	mez únavy v dotyku pro ocel 14 220
σ_{HZ}	MPa	napětí v dotyku (Hertzův tlak)
σ_P	MPa	přípustné napětí v dotyku
σ_t	$N.mm^{-1}$	podélná pevnost dopravního pásu
ψ_d	$^{\circ}$	Dynamický sypný úhel
ω_1	Pa	tlak při max. rychlosti větru, dovolující stroji pracovat

1 ÚVOD

Tato diplomová práce byla vytvořena ve spolupráci s podnikem VÍTKOVICE GEARWORKS a.s. a zabývá návrhem horní stavby portálového zakladače ZPH 1500.

Stroje tohoto typu byly vyvíjeny ve Vítkovických strojírnách v 60.tých letech minulého století a většina tehdy vyrobených strojů nyní již značně překračuje svou životnost. Z tohoto důvodu vzešel požadavek na vývoj nové generace strojů stejné koncepce, ale s navýšeným výkonem a s použitím moderních prvků, které dokáží plně nahradit původní, dnes už zastaralé, stroje.

Úkolem této práce je návrh pásového dopravníku, teleskopické výsypky a pojízdného shazovacího vozu.

2 SKLADOVÁNÍ SYPKÝCH MATERIÁLŮ

2.1 Úvod do problematiky skladování sypkých materiálů

Vzhledem k rostoucí poptávce hlavně z rozvíjejících se zemí, tlakům na zvýšení účinnosti výrobních procesů a snižujícím se zásobám nerostného bohatství je stále důležitější hospodárné nakládání se základními surovinami a palivy. Pro udržení konkurenceschopnosti je nutné nalézt cestu k optimálně fungujícímu skládkovému hospodářství sypkých materiálů. Důležitá je potřeba udržet kvalitu a dostatečné zásoby základních surovin a paliv, což zajišťují skládky sypkých materiálů. Skládkové hospodářství musí zajistit co nejdokonalejší homogenizaci zpracovávaného materiálu. Homogenizace je proces při kterém je materiál zakládán do tenkých vrstev tak, aby při jeho odběru procházel nabírací orgán stroje co největším počtem vrstev. Tím je zaručeno, že každý prvek nabíracího stroje obsahuje určité množství materiálu z každé vrstvy.

Homogenizační skládky sypkých hmot zajišťují zejména vyrovnaní rozdílů mezi dodávkou a spotřebou materiálu, zprůměrnění chemických a fyzikálních vlastností jednoho druhu materiálu, či směšování různých druhů materiálů před vstupem do technologického procesu.

2.2 Založení skládky sypkých hmot

Základním požadavkem při založení skládky je nutnost umístění co největšího množství materiálu na co nejmenší ploše. Pozornost se věnuje vlastnostem sypkých hmot (sypný úhel, velikost zrn, lepivost, abrazivitu), požadovanému stupni homogenizace, skladovatelnosti materiálu a dalším. Všechny tyto aspekty ovlivňují výběr typu skládky a metodu jejího zakládání. Důležitým aspektem je ochrana životního prostředí a to zejména kvůli prašnosti venkovních skládek. Stroje obsluhující skládku musí mít co největší spolehlivost a produktivitu práce. Stále více se prosazuje také automatizace procesu skladování.

Způsoby zakládání skládek lze rozdělit následovně:

- a) podle tvaru půdorysu založené hromady
 - podélné skládky – osa skládky je přímá (obr. 2.1)
 - kruhové skládky – osou skládky je kružnice (obr. 2.2)



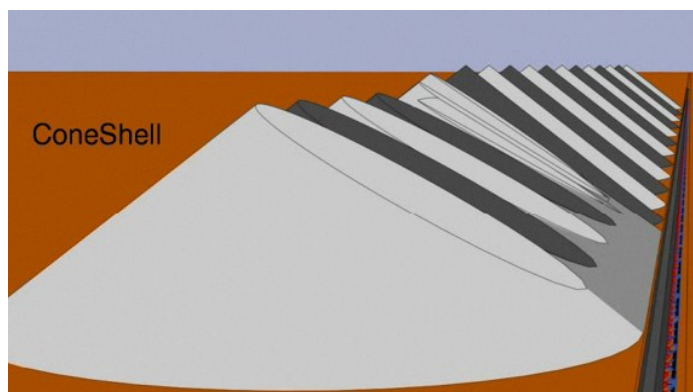
Obr.2.1 Podélné skládky [11]



Obr. 2.2 Kruhová skládka [11]

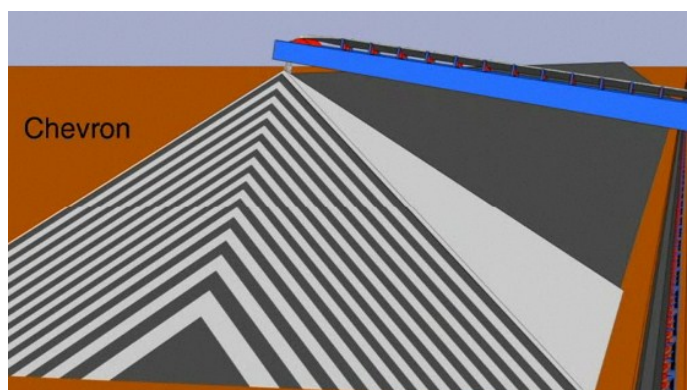
- b) podle průřezu hromady
 - trojúhelníkové - založené do maximální výšky při daném rozměru paty hromady a sypném úhlu materiálu
 - lichoběžníkové - výška nedosahuje maximální možné výšky
- c) podle metody zakládání
 - metoda „**Cone-shell**“ (obr. 2.3) – pod přirozeným sypným úhlem je do plné výšky hromady nasypána první kuželová vrstva. K ní se postupně přisypávají další kuželové vrstvy do plné délky hromady. Zakládání se realizuje shazovacím vozem nebo pojízdným pásovým dopravníkem. U tohoto způsobu zakládání dochází u

materiálů s vysoce rozdílnou zrnitostí k segregaci hrubých frakcí ve spodních vnějších vrstvách hromady. Díky velké pádové výšce dochází k nežádoucímu drcení hrubých frakcí materiálu a vysoké prašnosti. Metoda není vhodná pro homogenizaci při jakémkoliv způsobu odběru.



Obr. 2.3 Hromada založená metodou Cone-shell [12]

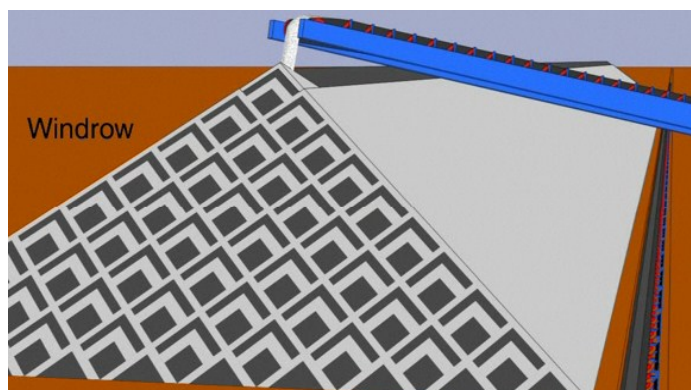
- metoda „**Chevron**“ (obr.2.4.) – uprostřed skládky je vytvořena základní trojúhelníková vrstva po celé délce hromady. Na tuto vrstvu jsou pod přirozeným sypným úhlem přispávány další vrstvy až do plné výšky hromady. Použitím sklopného výložníku zakladače snížíme pádovou výšku a odstraníme prašnost a nežádoucí drcení materiálu. Opět dochází k segregaci hrubých frakcí ve spodních a vnějších vrstvách. Volbou vhodného způsobu odběru je možné dosáhnout vysokého stupně účinnosti homogenizace a vyloučení vlivu segregace.



Obr. 2.4 Hromada založená metodou Chevron [12]

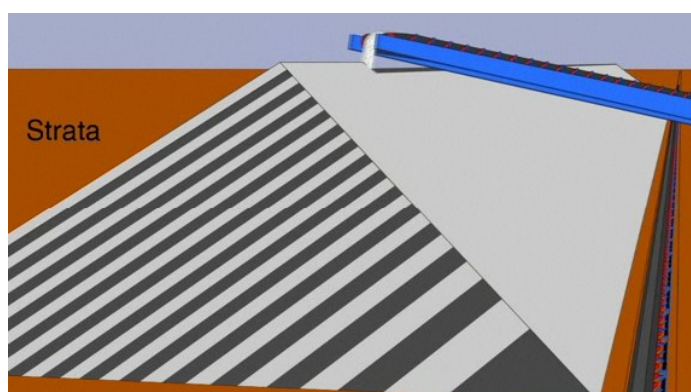
- metoda „**Windrow**“ (obr.2.5.) – po celé délce hromady je první vrstva tvořena trojúhelníkovými vrstvami. Mezi tyto základní vrstvy jsou pod přirozeným sypným

úhlem přisypávají kosočtverečné vrstvy do plné výše hromady. U této metody je výrazně potlačena segregace hrubých frakcí materiálu a při vhodně zvoleném způsobu odběru nastává i vysoký stupeň účinnosti homogenizace.



Obr. 2.5 Hromada založená metodou Windrow [12]

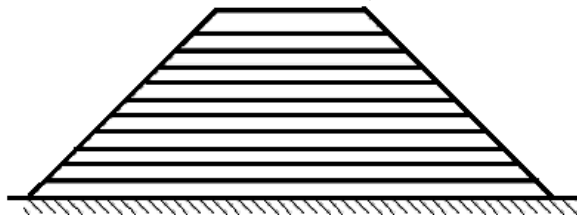
- metoda „**Strata**“ (obr.2.6) – na okraji skládky je po celé délce umístěna základní trojúhelníková vrstva, ke které jsou pod přirozeným sypným úhlem jednostranně přisypávány lichoběžníkové vrstvy až do plné výšky hromady. Ve spodních vrstvách dochází k segregaci hrubých frakcí materiálu. Vzhledem k tomu, že u této metody je největší počet uložených vrstev, dochází při vhodném způsobu odběru k velmi vysokému stupni účinnosti homogenizace.



Obr. 2.6 Hromada založená metodou Strata [12]

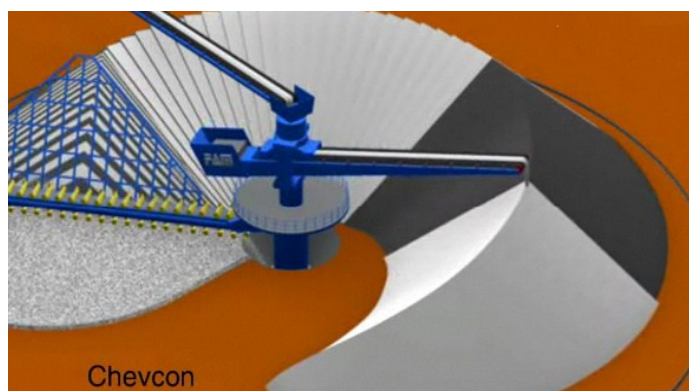
- metoda „**Quincunx**“ (obr.2.8.) – hromada je po celé délce tvořena vodorovnými lichoběžníkovými vrstvami zakládány na sebe do plné výšky hromady portálovým zakladačem. Nedochází k segregaci materiálu, ale je nutné řešit velkou pádovou výšku a z ní vyplývající vysokou prašnost a nežádoucí drcení materiálu.

Při vhodném způsobu odběru materiálu dochází k vysokému stupni účinnosti homogenizace.



Obr. 2.7 Hromada založená metodou Quincunx

- metoda „Chevcon“ (obr.2.8.) – kruhová hromada je zakládána výložníkem otočným o 360° a sklopným v rozsahu výšky zakládané hromady. Výložník se při zakládání otáčí střídavě doleva a doprava o určitý úhel. Při otáčení výložník kopíruje poslední založenou vrstvu ve výšce přibližně 0,5m od jejího povrchu. Dochází k segregaci materiálu, ale vhodnou metodou odběru její vliv vyloučíme. Stupeň homogenizace je vyšší vzhledem k vyššímu počtu vrstev oproti jiným metodám.



Obr. 2.8 Hromada založená metodou Chevcon [12]

3 SKLÁDKOVÉ STROJE

Skládkové stroje se člení na:

- zakladače
- naběrače a shrnovače
- kombinované skládkové stroje - slouží jak k zakládání, tak k odebírání materiálu z hromady

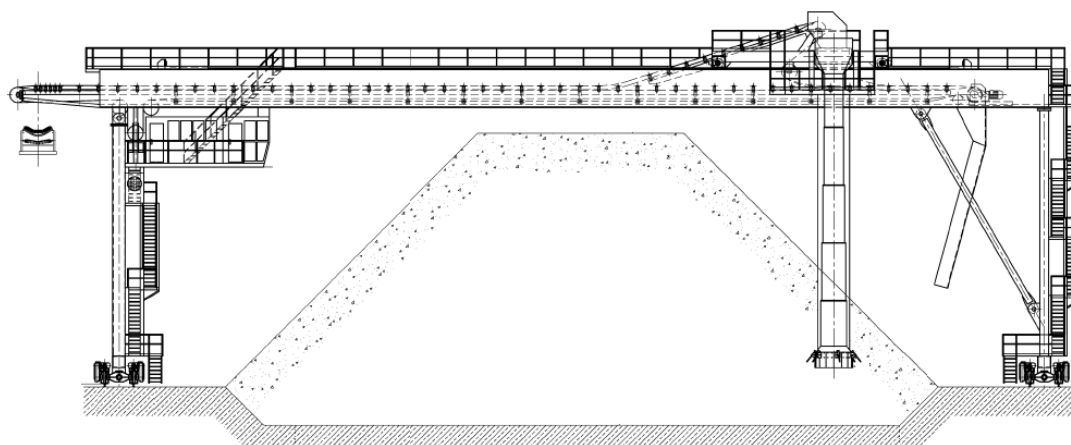
Pro co nejvyšší stupeň homogenizace je nutné vhodně zkombinovat způsob zakládání se způsobem odebírání z hromady.

3.1 Zakladače

Zakladače slouží k ukládání přiváděného materiálu na skládku. Podle konstrukce se dělí na výložníkové (obr.3.1.) a portálové (obr.3.2.). Materiál je k zakladači přiváděn pásy. Výhodou výložníkového zakladače je možnost zakládat na dvě rovnoběžné hromady z pásu na úrovni terénu. K portálovému zakladači musí být pás přiveden do úrovně horní stavby a je schopen zakládat pouze hromady v jedné ose.



Obr. 3.1 Zakladač s výložníkem



Obr. 3.2 Portálový zakladač

3.2 Naběrače a shrnovače

Rozdíl mezi naběračem a shrnovačem spočívá v pracovním orgánu stroje a dopravní cestě materiálu. U naběrače je kolesem nebo korečkovým řetězem nabíraný materiál předáván na pásový dopravník umístěný na stroji. Až poté je přesypán na odsunový dopravník vedoucí podél skládky. U shrnovače je materiál shrnovacím řetězem přiváděn přímo na odsunový pásový dopravník.

Stroje se dělí dále na stroje odebírající materiál z čela hromady a stroje odebírající materiál z boku hromady.

3.2.1 Stroje s čelním odběrem

Naběrače a shrnovače odebírající materiál z čela existují v mnoha provedeních, lišících se druhem dobývacího orgánu, pojezdem i samotnou stavbou stroje. Oba typy strojů fungují na stejném principu, kdy je materiál odebírán v patě hromady. Stroje jsou vybaveny pohyblivou bránou, která se pohybuje kolmo k ose hromady, čímž rozrušuje materiál a dopravuje jej k patě hromady. Odtud je pak nabírán hřebly shrnovacího řetězu, nebo kolesem s korečky. Podél hromady je umístěn dopravní odsunový pás, který odváží materiál od strojů k dalšímu zpracování. Tyto stroje se na skládkách vyskytují v kombinaci s výložníkovým zakladačem.

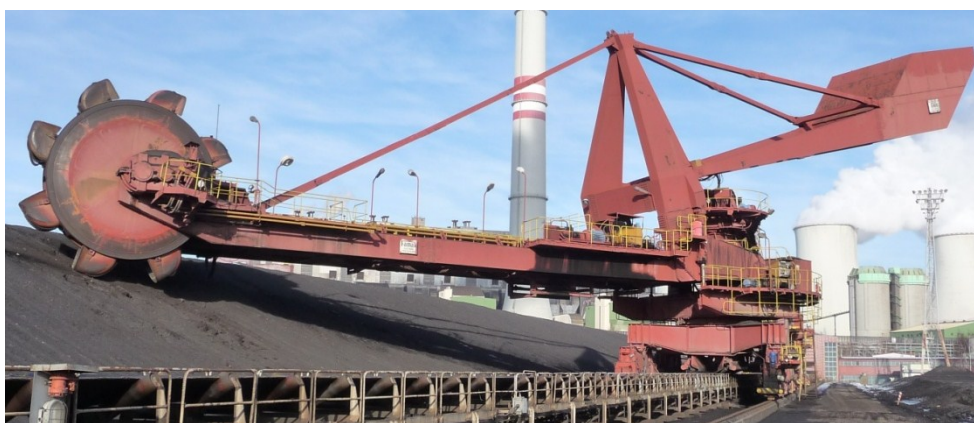


Obr. 3.3 Mostový kolesový naběrač s možností postupu oběma směry

3.2.2 Stroje s bočním odběrem

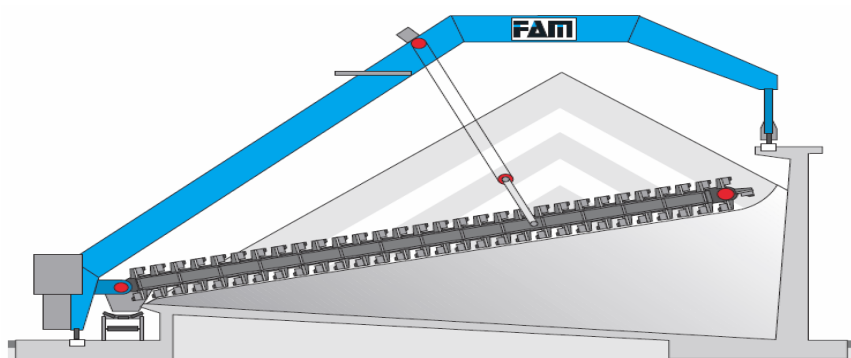
Boční naběrače a shrnovače jsou zařízení pro odběr sypaných materiálů kolmo k ose hromady. Materiál je z hromady odebírán přímo pracovním orgánem, nepoužívají se brány, ani jiné pomocné zařízení. Stroje s bočním odběrem mohou pracovat na skládce založené jakoukoliv metodou.

- Kolesový naběrač (obr.3.4) – naběrač popojíždí po kolejnicích podél skládky zatímco otáčející se koleso s korečky nabírá materiál z horní části hromady. Ten se pak předává na výložníkový pás a dále na odsunový skládkový dopravník. Odběr hromady probíhá po jednotlivých lávkách vysokých přibližně jako polovina průměru kola. Naběrače jsou určeny pro venkovní skládky bez požadavků na homogenizaci. Přidáním shazovacího vozu a reverzací výložníkového pásu vznikne kombinovaný skládkový stroj, plně nahrazující zakladač.



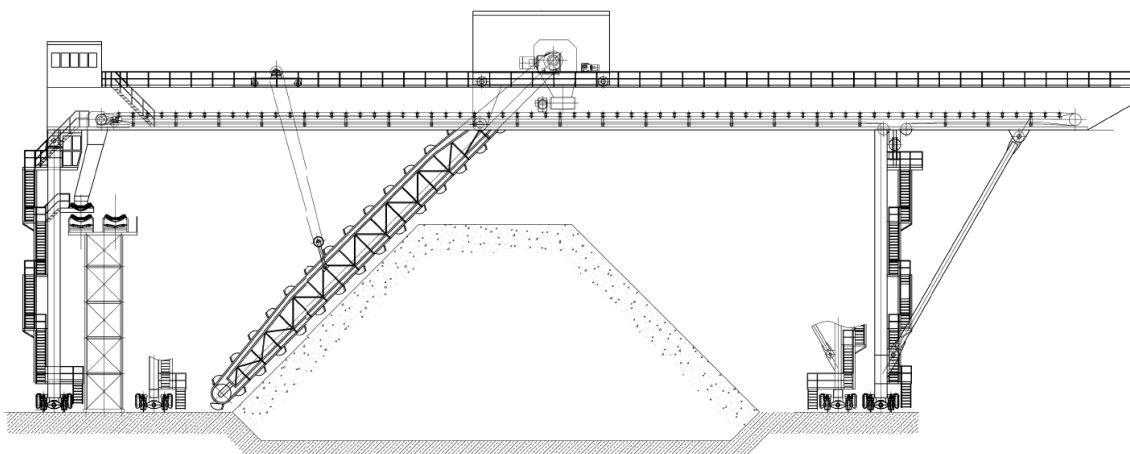
Obr. 3.4 Kolesový naběrač s možností zakládání (Kombinovaný skládkový stroj)

- Boční shrnovač (obr.3.5) – shrnovací řetěz s hřebly shrnuje materiál na odsunový dopravní pás. Shrnovač pojíždí na kolejích podél hromady, po dosažení krajní polohy se vodič spustí do záběru a odebírá se další tříska. Při vhodné metodě zakládání se u všech shrnovačů dosahuje dobrého stupně homogenizace. Dle konstrukce a umístění pojezdové kolejnice se dále dělí na standardní, poloportálové a portálové boční shrnovače.



Obr. 3.5 Poloportálový shrnovač [12] FAM

- Portálový korečkový naběrač (obr.3.6) – materiál z hromady nabírají korečky, které jej předávají na dopravní pás uložený v mostu naběrače a dále na odsunový skládkový pás umístěný podél hromady. Portál plynule pojíždí na kolejničkách uložených podél obou stran hromady. Na konci hromady se vodič korečkového řetězu posune o tloušťku třísky do hromady a pokračuje v opačném směru pojezdu. Naběrač je určen pro venkovní skládky. Používá se v kombinaci s portálovým zakladačem a dosahuje výborné homogenizace.



Obr. 3.6 Portálový korečkový naběrač

4 HORNÍ STAVBA PORTÁLOVÉHO ZAKLADAČE

Portálové zakladače pracují většinou v kombinaci s portálovými naběrači, kdy naběrač přejíždí nad zakladačem. Na jedné straně skládky je, v prostoru mezi pojezdovými kolejemi obou strojů, umístěna konstrukce s odsunovým a přísunovým pásovým dopravníkem rovnoběžnými s hromadou. Na přísunovém dopravníku je umístěn shazovací vůz, který je tažen zakladačem a předává materiál na pásový dopravník kolmý k ose hromady. Po tomto dopravníku pojíždí shazovací vůz s výsypkou a dle zvolené metody zakládá materiál. Teleskopická výsypka při zakládání kopíruje hromadu a zároveň vytváří vodní mlhu pro potlačení prašnosti zakládaného materiálu.

K pojezdu shazovacího vozu se u původních Vítkovických strojů používaly lanové vrátky, což je dle vyjádření provozovatelů nevhodné řešení s vysokými nároky na údržbu. Při návrhu modernizovaného stroje bylo primárním úkolem vyřešit koncepci pohonu shazovacího vozu.

V úvahu připadaly následující možnosti:

- pojezd pomocí přímo hnaných pojezdových kol
- pojezd pomocí řetězu a pastorku na shazovacím voze
- pojezd pomocí cévového ozubení

Vzhledem k zajímavosti varianty s cévovým ozubením, možnosti jejího využití i v jiných aplikacích a nevýhodám ostatních řešení se tato práce zabývá pouze návrhem pohonu přes cévové ozubení.

5 VÝPOČET PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

Před návrhem shazovacího vozu je nutno určit parametry pásového dopravníku pracujícího na horní stavbě zakladače. Výpočet vychází z normy ČSN ISO 5048 a je počítán pro stroj pracující na skládce vsázkových materiálů pro vysoké pece.

Zadané hodnoty:

Požadovaný dopravní výkon

$$Q = 1500 \text{ t/hod}$$

Sypná hmotnost materiálu

$$\rho_s = 2000 \text{ kg/m}^3$$

Maximální rozměr zrna

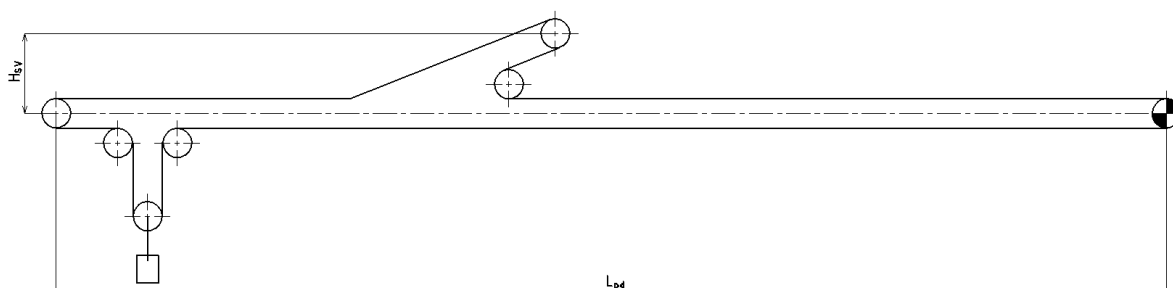
$$d_{max} = 100 \text{ mm}$$

Dynamický sypný úhel

$$\psi_d = 15^\circ$$

Délka pásového dopravníku:

$$L_{pd} = 55 \text{ m}$$



Obr.5.1 Schéma pásového dopravníku

5.1 Určení velikosti pásu

5.1.1 Požadovaný průřez náplně pásu S_p [m²]

$$S_p = \frac{Q}{3,6 \cdot \rho_s \cdot k_\varphi \cdot v} \quad (1)$$

$$S_p = \frac{1500}{3,6 \cdot 2000 \cdot 0,8 \cdot 2}$$

$$S_p = 0,130 \text{ m}^2$$

kde:

$k_\varphi = 0,8$ součinitel plnění pásu [5]

$v = 2 \text{ m.s}^{-1}$ volená rychlost pásu [5]

5.1.2 Volba šířky dopravního pásu B [m] a výpočet náplně pásu S [m²]

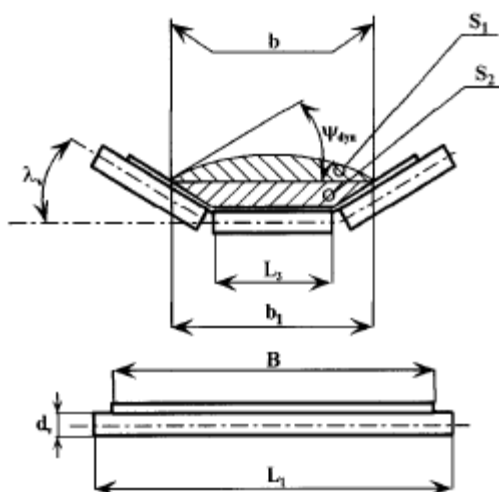
Dle [8] je zvolena běžná šířka dopravního pásu B = 1200 mm a typ pásu 800/4 EP.

Parametry pásu:

$B = 1200 \text{ mm}$ šířka pásu

$\sigma_t = 800 \text{ N.mm}^{-1}$ podélná pevnost dopravního pásu

$m_p = 15,8 \text{ kg.m}^{-1}$ měrná hmotnost dopravního pásu [13]



Obr.5.2 Průřez pásovým dopravníkem [8]

5.1.2.1 Ložná šířka pásu:

$$b = 0,9 \cdot B - 0,05 \quad (2)$$

$$b = 0,9 \cdot 1,2 - 0,05$$

$$b = 1,030 \text{ m}$$

5.1.2.2 Světla šířka bočního vedení:

$$b_1 = b \cdot \cos\beta + l_s \cdot (1 - \cos\beta) \quad (3)$$

$$b_1 = 1,030 \cdot \cos 30 + 0,465 \cdot (1 - \cos 30)$$

$$b_1 = 0,954m$$

kde:

$$l_s = 0,465 \text{ m} \quad \text{délka středního válečku [14]}$$

$$\beta = 30^\circ \quad \text{úhel sklonu bočních válečků}$$

5.1.2.3 Celkový průřez náplně pásu:

$$S_{ps} = S_1 + S_2 = \frac{1}{6} \cdot b_1^2 \cdot \operatorname{tg}\psi_d + \frac{1}{4} \cdot (b_1^2 - l_s^2) \cdot \operatorname{tg}\beta \quad (4)$$

$$S_{ps} = \frac{1}{6} \cdot 0,954^2 \cdot \operatorname{tg} 15^\circ + \frac{1}{4} \cdot (0,954^2 - 0,465^2) \cdot \operatorname{tg} 30$$

$$S_{ps} = 0,140m^2$$

$$S_{ps} > S_p \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

5.2 Určení obvodové síly na poháněcím bubnu F

$$F = F_1 + F_2 + F_p \quad (5)$$

$$F = 2851 + 0 + 14336$$

$$F = 17187N$$

5.2.1 **Síla potřebná pro překonání pohybových odporů dopravníku F₁**

$$F_1 = w \cdot L_{pd} \cdot g \cdot [(q + 2 \cdot m_p) + m_v] \quad (6)$$

$$F_1 = 0,02 \cdot 55 \cdot 9,81 \cdot [(208,3 + 2 \cdot 15,8) + 24,3]$$

$$F_1 = 2851N$$

kde:

$$g = 9,81 \text{ m.s}^{-2} \quad \text{tíhové zrychlení}$$

5.2.2 Měrný pohybový odpor dopravníku

Pro dopravníky kratší než 80 m platí

$$w = f = 0,02 \quad (7)$$

kde:

$$f = 0,02 \quad \text{globální součinitel tření [8]}$$

5.2.3 Měrná hmotnost dopravovaného materiálu

$$q = \frac{Q}{3,6 \cdot v} \quad (8)$$

$$q = \frac{1500}{3,6 \cdot 2}$$

$$q = 208,3 \text{ kg.m}^{-1}$$

5.2.4 Měrná hmotnost rotujících částí válečku

$$m_v = m_{vD} + m_{vH} = \frac{n_{vd} \cdot m_{vd}}{t_2} + \frac{n_{vh} \cdot m_{vh}}{t_1} \quad (9)$$

$$m_v = \frac{1 \cdot 10,8}{3} + \frac{3 \cdot 6,9}{1}$$

$$m_v = 24,3 \text{ kg.m}^{-1}$$

kde:

$n_{vh} =$	3 ks	počet válečků horní větve
$m_{vh} =$	$6,9 \text{ kg}$	hmotnost rotujících částí 1 válečku horní větve [14]
$t_1 =$	1 m	rozteč podpěr horní větve
$n_{vs} =$	1 ks	počet válečků spodní větve
$m_{vd} =$	$10,8 \text{ kg}$	hmotnost rotujících částí 1 válečku spodní větve [14]
$t_2 =$	3 m	rozteč podpěr spodní větve

5.2.5 Přídavné a vedlejší odpory dopravníku F_p

$$F_p = F_{N1} + F_{N2} + n_B \cdot F_B + n_{CP} \cdot F_{CP} + F_{SV} \quad (10)$$

$$F_p = 833,2 + 233,8 + 6 \cdot 1000 + 1 \cdot 360 + 6908,6$$

$$F_p = 14336 \text{ N}$$

kde:

$n_{CP} =$	1	počet čističů pásu
$n_B =$	6	počet nepoháněných bubnů
$F_{CP} =$	360 N	odpor čističe pásu [8]
$F_B =$	1000 N	odpor v ohybu pásu na bubnu a v ložiskách [8]

5.2.6 Odpor setrvačných sil v místě nakládky a v oblasti urychlování

$$F_{N1} = q \cdot v \cdot (v - v_0) \quad (11)$$

$$F_{N1} = 208,3 \cdot 2 \cdot (2 - 0)$$

$$F_{N1} = 833,2 \text{ N}$$

kde:

$v_0 =$	0 m.s^{-1}	složka rychlosti dopravovaného materiálu ve směru pohybu pásu
---------	----------------------	---

5.2.7 Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v místě urychlování

$$F_{N2} = \frac{\mu_B \cdot q^2 \cdot v^2 \cdot g \cdot L_N}{\rho_s \cdot b_1^2} \quad (12)$$

$$F_{N2} = \frac{0,5 \cdot 208,3^2 \cdot 2^2 \cdot 9,81 \cdot 0,5}{2000 \cdot 0,954^2}$$

$$F_{N2} = 233,8N$$

kde:

$\mu_B = 0,5$ součinitel tření mezi dopravovaným materiálem a bočním vedením [8]

5.2.8 Minimální urychlovací délka

$$L_{Nmin} = \frac{v^2 - v_0^2}{2 \cdot g \cdot \mu_B} \quad (13)$$

$$L_{Nmin} = \frac{2^2 - 0^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,5}$$

$$L_{Nmin} = 0,408m \Rightarrow \text{volena délka násypky } L_N = 0,5m$$

5.2.9 Odpor shazovacího vozu

$$F_{SV} = q \cdot H_{SV} \cdot g + 1500 \cdot B \quad (14)$$

$$F_{SV} = 208,3 \cdot 2,5 \cdot 9,81 + 1500 \cdot 1,2$$

$$F_{SV} = 6908,6N$$

kde:

$H_{SV} = 2,5m$ výška shazovacího vozu

5.3 Návrh pohonu

5.3.1 Výpočet výkonu pohonu PD

$$P_M = \frac{F \cdot v}{\eta \cdot n_e} \cdot k_b \quad (15)$$

$$P_M = \frac{17187 \cdot 2}{0,9 \cdot 1} \cdot 1,15$$

$$P_M = 43922W = 43,9kW$$

kde:

$\eta =$	$0,9$	účinnost poháněcí stanice [5]
$k_b =$	$1,15$	součinitel součinnosti pohonu [5]
$n_e =$	1	počet použitých elektromotorů

5.3.2 Volba převodovky

$$i_p = \frac{n_M}{60 \cdot v} \cdot \pi \cdot D_b \quad (16)$$

$$i_p = \frac{1485}{60 \cdot 2} \cdot \pi \cdot 0,8$$

$$i_p = 31,1$$

kde:

$n_M =$	1485 min^{-1}	otáčky motoru
$D_b =$	$0,8 \text{ m}$	průměr bubnu

Dle vypočtených parametrů je zvolena kompaktní 3-stupňová kuželočelní převodovka s brzdovým elektromotorem nasazena přes dutou hřídel na poháněcí buben:

NORD SK 9082.1 - 250M/4 BRE 400

Parametry zvoleného pohonu [16]:

$P_{Msk} =$	55 kW	výkon motoru
$i_{ps} =$	$31,27$	skutečný převodový poměr

$J_M =$	$0,690$	moment setrvačnosti motoru $[\text{kg.m}^2]$
$M_M =$	355 Nm	moment elektromotoru
$M_B =$	400 Nm	brzdňý moment

5.3.3 Skutečná rychlost dopravníku:

$$v_{sk} = \frac{i_p}{i_{ps}} \cdot v \quad (17)$$

$$v_{sk} = \frac{31,1}{31,27} \cdot 2$$

$$v_{sk} = 1,989 \text{ m.s}^{-1}$$

5.3.4 Kontrola pohonu dopravníku na rozběh

$$M_{SM} = \frac{1}{n_e} \cdot F \cdot 0,5 \cdot D_b \cdot \frac{1}{\eta \cdot i_{ps}} \quad (18)$$

$$M_{SM} = \frac{1}{1} \cdot 17187 \cdot 0,5 \cdot 0,8 \cdot \frac{1}{0,9 \cdot 31,27}$$

$$M_{SM} = 244 \text{ Nm}$$

$$M_{SM} < M_M \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

5.4 Kontrola brzdy

5.4.1 Brzdňý moment potřebný k zastavení dopravníku:

$$M_{B1} = \left[M_{DM} - (0,7 \cdot F_1 + F_2 + F_p) \cdot 0,5 \cdot D_b \cdot \frac{\eta_{max}}{i_{ps}} \right] \cdot k_{bb} \quad (19)$$

$$M_{B1} = \left[214 - (0,7 \cdot 2851 + 0 + 14336) \cdot 0,5 \cdot 0,8 \cdot \frac{0,95}{31,27} \right] \cdot 2$$

$$M_{B1} = 31 \text{ Nm} \quad (20)$$

$$M_{B1} < M_B \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

5.4.2 Dynamický moment od zpoždění posuvných a rotačních hmot dopravníku redukovaný na hřídel motoru:

$$M_{DM} = \left[(q + 2 \cdot m_p + m_v) \cdot L \cdot 0,5 \cdot D_b \cdot \frac{1}{\eta \cdot i_{ps}} + \frac{2 \cdot \sum J_B}{D_b} \cdot \frac{1}{\eta \cdot i_{ps}} + n_e \cdot \frac{2 \cdot J_M}{D_b \cdot \eta} \right] \cdot \frac{v_{sk}}{t_b} \quad (21)$$

$$M_{DM} = \left[(208,3 + 2 \cdot 15,8 + 24,3) \cdot 55 \cdot 0,5 \cdot 0,8 \cdot \frac{1}{0,9 \cdot 31,27} + \frac{2 \cdot (6 \cdot 15,35)}{0,8} \cdot \frac{1}{0,9 \cdot 31,27} + 1 \cdot \frac{2 \cdot 0,69}{0,8 \cdot 0,9} \right] \cdot \frac{1,989}{5}$$

$$M_{DM} = 214 Nm$$

kde:

$\eta_{max} =$	0,95	maximální účinnost poháněcí stanice
$t_b =$	5 s	požadovaná doba brzdění dopravníku
$k_{bb} =$	2	součinitel bezpečnosti brzdy [8]
$J_B =$	15,35 kg.m ²	moment setrvačnosti bubnu (dle programu Inventor)

5.5 Tahy v dopravním pásu

5.5.1 Výpočet odbíhající síly:

$$F_o = \frac{k_s \cdot F}{e^{\mu \cdot \alpha_G} - 1} \quad (22)$$

$$F_o = \frac{1,3 \cdot 17187}{e^{0,5 \cdot 3,665} - 1}$$

$$F_o = 4256 N$$

kde:

$k_S =$	1,3	statická bezpečnost proti prokluzu dopravního pásu na hnacím bubnu
$\mu =$	0,5	součinitel tření mezi pásem a pryží obloženým poháněcím bubnem [8]
$\alpha_G =$	$210^\circ (3,665rad)$	úhel opásání poháněcího bubnu dopravním pásem
$y_{max} =$	0,02	dovolený relativní průvěs dopravního pásu [8]

5.5.2 Výpočet nabíhající síly:

$$F_n = F_0 + F \quad (23)$$

$$F_n = 4256 + 17187$$

$$F_n = 21443N$$

5.5.3 Určení velikosti napínací síly při dopravě směrem k pohonu

$$F_Z = 2 \cdot (F_0 - \sin 0 \cdot m_p \cdot g \cdot L) \quad (24)$$

$$F_Z = 2 \cdot (4256 - \sin 0 \cdot 15,8 \cdot 9,81 \cdot 55)$$

$$F_Z = 8512N \rightarrow 9000N$$

5.5.4 Výpočet skutečné odbíhající síly:

$$F_{oS} = \frac{1}{2} \cdot F_Z + m_p \cdot g \cdot L \cdot \sin 0 \quad (25)$$

$$F_{oS} = \frac{1}{2} \cdot 9000 + 15,8 \cdot 9,81 \cdot 55 \cdot \sin 0$$

$$F_{oS} = 4500N$$

5.5.5 Výpočet skutečné nabíhající síly:

$$F_{nS} = \frac{1}{2} \cdot F_Z + F + m_p \cdot g \cdot L \cdot \sin \varepsilon \quad (26)$$

$$F_{nS} = \frac{1}{2} \cdot 9000 + 17187 + 15,8 \cdot 9,81 \cdot 55 \cdot \sin 0$$

$$F_{nS} = 21687N$$

5.6 Kontrola měrného tlaku mezi dopravním pásem a bubnem

$$p = \frac{F_{oS} + F_{nS}}{D_b \cdot B} \cdot 10^{-6} \quad (27)$$

$$p = \frac{4500 + 21687}{0,8 \cdot 1,2} \cdot 10^{-6}$$

$$p = 0,027MPa$$

$$p < p_{dov} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

kde:

$$p_{dov} = 0,15 MPa \quad \text{dovolený tlak na buben [8]}$$

5.7 Pevnostní kontrola dopravního pásu

$$F_{nS} \cdot k_B \leq \sigma_t \cdot (B - 30) \quad (28)$$

$$21687 \cdot 10 \leq 800 \cdot (1200 - 30)$$

$$216870 < 936000 \Rightarrow \text{pás vyhovuje}$$

kde:

$$k_B = 10 \quad \text{součinitel bezpečnosti pásu v tahu [8]}$$

5.8 Dopadová křivka materiálu

Pro návrh ideálního tvaru a velikosti výsypky je vhodné určit přibližnou dopadovou křivku materiálu. Ta se určí pomocí vzorců pro šikmý vrh [5], kdy dostačující je zjištění hodnot v čase $t_i = \langle 0; 0,6 \rangle$

$$x_i = v_{sk} \cdot t_i \cdot \cos \alpha_{SV} \quad (29)$$

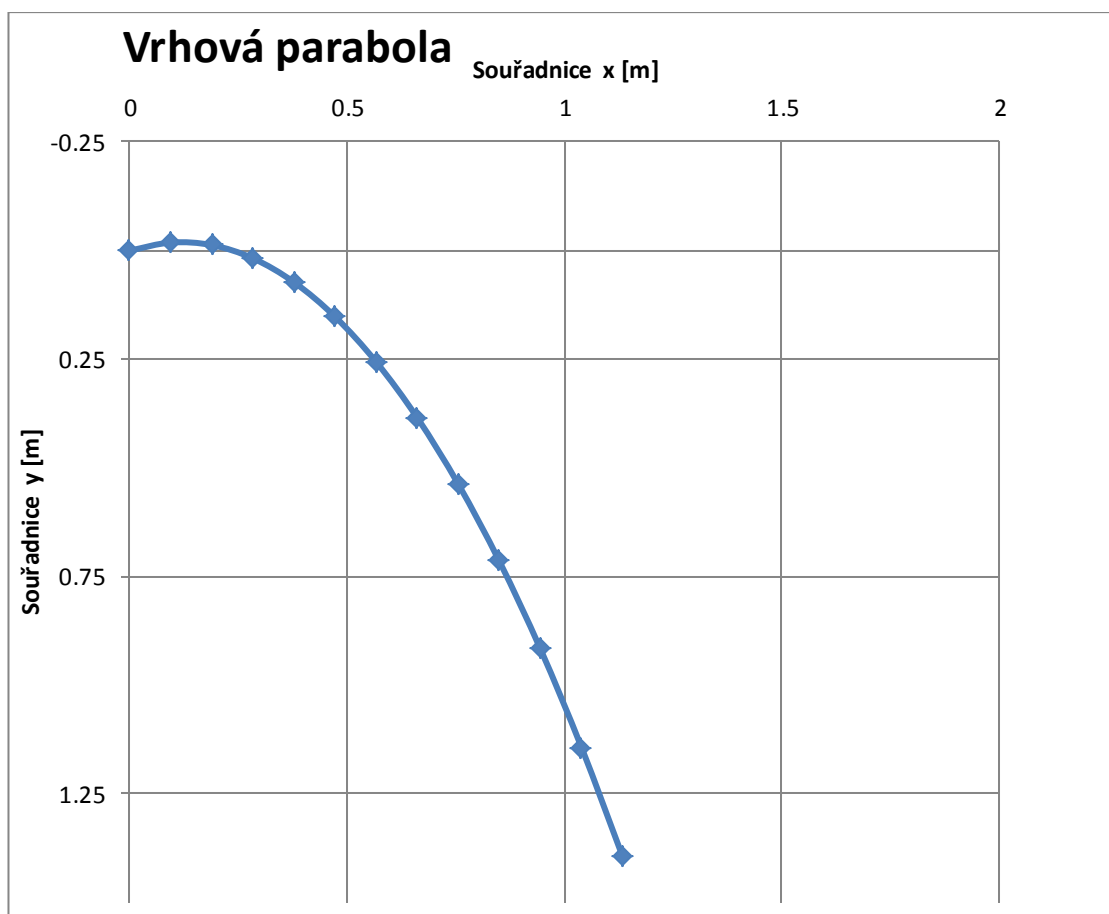
$$y_i = v_{sk} \cdot t_i \cdot \sin \alpha_{SV} + \frac{1}{2} g \cdot t_i^2 \quad (30)$$

kde:

$x_i =$	$[m]$	x-ová souřadnice dopadové křivky
$y_i =$	$[m]$	y-ová souřadnice dopadové křivky
$t_i =$	$[m]$	čas za který dosáhne materiál vzdálenosti x_i, y_i
$\alpha_{SV} =$	18°	úhel stoupání shazovacího vozu
$g =$	$9,81 \text{ m.s}^{-2}$	tíhové zrychlení
$v_{sk} =$	$1,989 \text{ m.s}^{-1}$	skutečná rychlost dopravníku

Vstupní parametry			Hodnota x souřadnice			Hodnota y souřadnice		
$v_{sk} =$	1,989	m/s						
$t_1 =$	0	s	$x_1 =$	0	m	$y_1 =$	0	m
$t_2 =$	0,05	s	$x_2 =$	0,094583	m	$y_2 =$	-0,01847	m
$t_3 =$	0,1	s	$x_3 =$	0,189165	m	$y_3 =$	-0,01241	m
$t_4 =$	0,15	s	$x_4 =$	0,283748	m	$y_4 =$	0,018167	m
$t_5 =$	0,2	s	$x_5 =$	0,37833	m	$y_5 =$	0,073273	m
$t_6 =$	0,25	s	$x_6 =$	0,472913	m	$y_6 =$	0,152904	m
$t_7 =$	0,3	s	$x_7 =$	0,567495	m	$y_7 =$	0,25706	m
$t_8 =$	0,35	s	$x_8 =$	0,662078	m	$y_8 =$	0,38574	m
$t_9 =$	0,4	s	$x_9 =$	0,756661	m	$y_9 =$	0,538946	m
$t_{10} =$	0,45	s	$x_{10} =$	0,851243	m	$y_{10} =$	0,716677	m
$t_{11} =$	0,5	s	$x_{11} =$	0,945826	m	$y_{11} =$	0,918933	m
$t_{12} =$	0,55	s	$x_{12} =$	1,040408	m	$y_{12} =$	1,145713	m
$t_{13} =$	0,6	s	$x_{13} =$	1,134991	m	$y_{13} =$	1,397019	m

Tab. 5.1 Výpočet pomocí programu MS Excel



Obr. 5.3 Vrhová parabola materiálu ve výsypce

6 ZDVIH TELESKOPICKÉ VÝSYPKY

Na shazovacím voze se nachází pohon zdvihu teleskopické výsypky. Tento je nutné navrhnout před výpočtem pohonu shazovacího vozu.

6.1 Určení zatížení

Šikmá výsypka - pevná část shazovacího vozu, nemá vliv na velikost pohon zdvihu.

Teleskopická výsypka:

1. sekce - pevně spojena s šikmou výsypkou, nemá vliv na velikost pohon zdvihu.

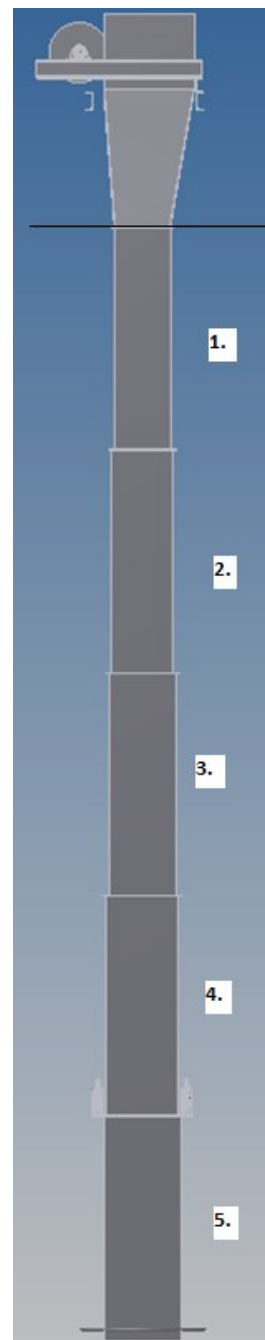
2. sekce - výsuvná o 2,9 m

3. sekce - výsuvná o 2,9 m

4. sekce - výsuvná o 2,9 m

5. sekce - výsuvná o 2,9 m

Maximální vysunutí výsypky je 11,6 m



Obr.6.1 Teleskopická výsypka

Největší zatížení nastává při zvedání sekcí 2 až 5 do nejvyšší polohy, tj. z pol. $-2,9\text{ m}$ do polohy 0 m .

$$m_{cTV} = m_{2TV} + m_{3TV} + m_{4TV} + m_{5TV} + m_{vTV} + m_{lTV} \quad (31)$$

$$m_{cTV} = 450 + 500 + 550 + 800 + 70 + 30$$

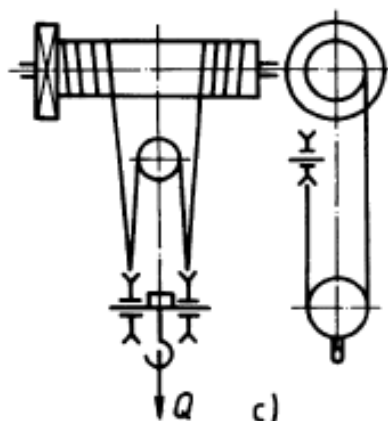
$$m_{cTV} = 2400\text{ kg}$$

kde:

m_{2TV}	450 kg	hmotnost 2. sekce teleskopické výsypky
m_{3TV}	500 kg	hmotnost 3. sekce teleskopické výsypky
m_{4TV}	550 kg	hmotnost 4. sekce teleskopické výsypky
m_{5TV}	800 kg	hmotnost 5. sekce teleskopické výsypky
m_{vTV}	70 kg	hmotnost rozvodu vody na teleskopické výsypce
m_{lTV}	30 kg	hmotnost lana pro zdvih teleskopické výsypky

6.2 Výpočet lana

6.2.1 Návrh kladkostroje:



Obr. 6.2 Schéma kladkostroje [4]

$$\eta_k = \eta_1 \cdot \frac{1 - \eta_1^n}{n \cdot (1 - \eta_1)} \quad (32)$$

$$\eta_k = 0,95 \cdot \frac{1 - 0,95^2}{2 \cdot (1 - 0,95)}$$

$$\eta_k = 0,93$$

kde:

$n_v = 2$ počet nosných průřezů lana v jedné větvi [4]

$\eta_l = 0,95$ účinnost kladky na kluzných ložiskách [4]

6.2.2 Zatížení lana:

6.2.2.1 Skutečné zatížení lana

$$F_l = \frac{m_{cTV} \cdot g}{z \cdot \eta_k \cdot n} \quad (33)$$

$$F_l = \frac{2400 \cdot 9,81}{2 \cdot 0,93 \cdot 2}$$

$$F_l = 6329N$$

kde:

$z = 2$ počet větví lanového převodu

6.2.2.2 Maximální dovolené zatížení lana:

Voleno ocelové lano šestipramenné LANO 8 ČSN 02 4322.31 o pevnosti drátu 1370 MPa, $F_{nl}=30,66 kN$ [3]

$$F_{Ol} = k_{Bl} \cdot F_l \leq F_{nl} \quad (34)$$

$$F_{Ol} = 4,5 \cdot 6329$$

$$F_{Ol} = 28480N = 28,5kN$$

$$F_{Ol} < F_{nl} \Rightarrow VYHOVUJE$$

kde:

$k_{Bl} = 4,5$ součinitel bezpečnosti lana [4]

$F_{nl} = 30,66 \text{ kN}$ jmenovitá únosnost lana [3]

6.3 Návrh kladek a bubnu

6.3.1 Minimální průměr kladky:

$$D_{kmin} = d_l \cdot \alpha_k \quad (35)$$

$$D_{kmin} = 8 \cdot 22$$

$$D_{kmin} = 176 \text{ mm}$$

kde:

$\alpha_k = 22$ součinitel velikosti kladky [7]

$d_l = 8 \text{ mm}$ průměr lana

Pro zvětšení životnosti lana [7] je volen pro kladky vodící i vyrovnávací jmenovitý průměr kladky $D_k = 250 \text{ mm}$.

6.3.2 Minimální průměr bubnu:

$$D_{Bmin} = d_l \cdot \alpha_B \quad (36)$$

$$D_{Bmin} = 8 \cdot 20$$

$$D_{Bmin} = 160 \text{ mm}$$

kde:

$\alpha_B = 20$ součinitel velikosti bubnu [7]

Pro zvětšení životnosti lana [7] je volen jmenovitý průměr lanového bubnu $D_B = 250 \text{ mm}$.

6.3.3 Navíjená délka lana:

$$L_1 = i_k \cdot h_v \quad (37)$$

$$L_1 = 2 \cdot 11,6$$

$$L_1 = 23,2m$$

kde:

$$h_v = 11,6 \text{ m} \quad \text{potřebný zdvih výsypky}$$

$$i_k = 2 \quad \text{převodový poměr kladkostroje}$$

6.3.4 Počet závitů bubnu:

$$z_B = \frac{L_1}{\pi \cdot D_B} + 2 \quad (38)$$

$$z_B = \frac{23,2}{\pi \cdot 0,25} + 2$$

$$z_B = 31,54 \Rightarrow \text{voleno } z_B = 32$$

kde:

$$z_B \quad \text{počet závitů lana na jednom bubnu}$$

6.3.5 Délka závitové části bubnu:

$$l_B = z_B \cdot t_{Bz} \quad (39)$$

$$l_B = 32 \cdot 10,5$$

$$l_B = 336mm$$

kde:

$$t_{Bz} = 10,5 \quad \text{rozteč závitů na lanovém bubnu [3]}$$

6.3.6 Celková délka bubnu:

$$l_{BC} = l_B + 2 \cdot l_{B1} \quad (40)$$

$$l_{BC} = 336 + 2 \cdot 42$$

$$l_{BC} = 420mm$$

kde:

l_{B1} délka hladké krajní části bubnu [7]

$$l_{B1} = 4 \cdot t_{Bz} \quad (41)$$

$$l_{B1} = 4 \cdot 10,5$$

$$l_{B1} = 42mm$$

6.4 Návrh pohonu zdvihového ústrojí:**6.4.1 Celková účinnost zdvihového ústrojí:**

$$\eta_c = \eta_k \cdot \eta_B \cdot \eta_p \quad (42)$$

$$\eta_c = 0,93 \cdot 0,96 \cdot 0,95$$

$$\eta_c = 0,85$$

kde:

$\eta_B = 0,96$ účinnost bubnu na valivých ložiskách [4]

$\eta_p = 0,95$ účinnost převodovky [16]

$\eta_k = 0,93$ účinnost lanového převodu [4]

6.4.2 Výpočet výkonu motoru:

$$P_{MZ} = \frac{m_{cTV} \cdot g \cdot v_v}{1000 \cdot \eta_c} \quad (43)$$

$$P_{MZ} = \frac{2400 \cdot 9,81 \cdot 0,35}{1000 \cdot 0,85}$$

$$P_{MZ} = 9,695 kW$$

kde:

$$v_v = 0,35 \text{ m.s}^{-1} \quad \text{požadovaná rychlost zdvihu výsypky}$$

6.4.3 Výpočet potřebných otáček lanového bubnu:

$$n_{Bpož} = \frac{i_k \cdot v_v \cdot 60}{\pi \cdot D_B} \quad (44)$$

$$n_{Bpož} = \frac{2 \cdot 0,35 \cdot 60}{\pi \cdot 0,25}$$

$$n_{Bpož} = 53,5 \text{ min}^{-1}$$

6.4.4 Výpočet potřebného kroutícího momentu převodovky

$$M_{kZ} = \frac{m_{cTV} \cdot g \cdot D_B}{2 \cdot i_k \cdot \eta_c} \quad (45)$$

$$M_{kZ} = \frac{2400 \cdot 9,81 \cdot 0,25}{2 \cdot 2 \cdot 0,85} = 1731 Nm$$

$$M_{kZ} = 1731 Nm$$

kde:

$$v_v = 0,35 \text{ m.s}^{-1} \quad \text{požadovaná rychlost zdvihu výsypky}$$

Dle vypočtených parametrů je zvolena kompaktní 3-stupňová kuželočelní převodovka s brzdovým elektromotorem a výstupní hřídelí vyvedenou na obě strany:

NORD SK 9052.1 - 160M/4 BRE 150

Parametry zvoleného pohonu [16]:

$P_{MZsk} = 11 \text{ kW}$	výkon motoru zdvihu
$i_Z = 27,35$	převodový poměr pohonu zdvihu
$n_{Bsk} = 53 \text{ min}^{-1}$	výstupní otáčky převodovky zdvihu
$M_{kZsk} = 1962 \text{ Nm}$	krouticí moment převodovky
$M_{BZ} = 150 \text{ Nm}$	brzdný moment pohonu zdvihu

7 POJEZD SHAZOVACÍHO VOZU

V první fázi výpočtu pohonu shazovacího vozu je nutné provést hmotnostní rozvahu.

Část	Hmotnost [kg]
OK shazovacího vozu	4200
Pevná část výsypky	2000
Teleskopická výsypka	3000
4 pojezdová kola	300
2x cévový pohon pojezdu	2000
Pohon zdvihu výsypky	400
Elektrovýbava	100
Zatížení materiálem	2000
Celkem $m_{sv}=$	14000

Tab. 7.1 Hmotnostní rozvaha

Po namodelování shazovacího vozu v programu Autodesk Inventor, bylo zjištěno, že skutečná hmotnost shazovacího vozu bez přitížení od materiálu a elektrovýbavy je 11114 kg. Výpočet probíhá na straně bezpečnosti a navržený pohon bude mírně předimenzován.

7.1 Stanovení sil na shazovacím voze

7.1.1 Určení rychlosti pojezdu shazovacího vozu

Při stanovení podmínek pro shazování materiálu se rozlišují dvě fáze:

- vůz pojíždí ve směru pohybu pásu - ujíždí materiálové vrstvě
- vůz pojíždí proti směru pohybu pásu - jede vstříc materiálové vrstvě

Při stejné pojezdové rychlosti pásu v obou směrech by při zakládání metodou Quincunx docházelo k nerovnoměrně založené hromadě. Proto se provede přepočet rychlostí [2]:

$$\frac{L_{pd}}{v_{2a}} \cdot q \cdot (v_{sk} - v_{2a}) = \frac{L_{pd}}{v_{2b}} \cdot q \cdot (v_{sk} + v_{2b}) \quad (46)$$

$$\frac{v_{sk} - v_{2a}}{v_{2a}} = \frac{v_{sk} + v_{2b}}{v_{2b}}$$

$$\frac{v_{sk} - v_{2a}}{v_{2a}} = \frac{v_{sk}}{v_{2b}} + \frac{v_{2b}}{v_{2b}}$$

$$\frac{v_{sk} - v_{2a}}{v_{2a}} - 1 = \frac{v_{sk}}{v_{2b}}$$

$$v_{2b} = \frac{v_{2a} \cdot v_{sk}}{v_{sk} - v_{2a}} - \frac{1}{v_{sk}}$$

$$v_{2b} = \frac{0,6 \cdot 1,989}{1,989 - 0,6} - \frac{1}{1,989}$$

$$v_{2b} = 0,36 \text{ m.s}^{-1}$$

kde:

$v_{sk} = 1,989 \text{ m.s}^{-1}$ skutečná rychlost pásu

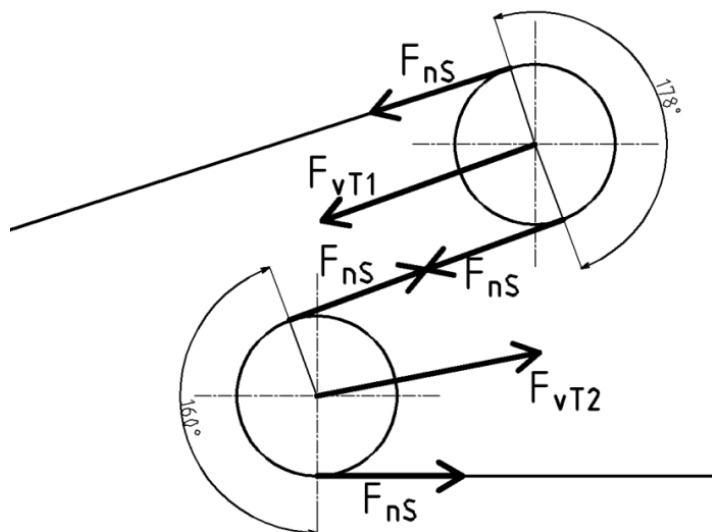
$v_{2a} = 0,6 \text{ m.s}^{-1}$ volená pojezdová rychlost vozu ve směru pohybu pásu

$v_{2b} \quad [\text{m.s}^{-1}]$ pojezdová rychlost vozu proti směru pohybu pásu

7.1.2 Určení sil pro rozběh a zastavení vozu

Uvažuje se pohyb vozu za současného pohybu pásu. Pro zjednodušení se předpokládá, že tah pásu v pásové smyčce je roven tahu v nabíhající větvi pásu a při průchodu vozem se nemění [2].

7.1.2.1 Výslednice sil od tahu v pásu



Obr.7.1 Tahy v pásu na shazovacím voze

Vztah pro výpočet výslednic vychází z Kosinové věty:

$$F_{vT1} = \sqrt{F_{nS}^2 + F_{nS}^2 - 2 \cdot F_{nS} \cdot \cos \alpha_{GH}} \quad (47)$$

$$F_{vT1} = \sqrt{21687^2 + 21687^2 - 2 \cdot 21687 \cdot \cos 178^\circ}$$

$$F_{vT1} = 43367 N$$

$$F_{vT2} = \sqrt{F_{nS}^2 + F_{nS}^2 - 2 \cdot F_{nS} \cdot \cos \alpha_{GS}} \quad (48)$$

$$F_{vT2} = \sqrt{21687^2 + 21687^2 - 2 \cdot 21687 \cdot \cos 160^\circ}$$

$$F_{vT2} = 42715 N$$

kde:

$\alpha_{GH} = 178^\circ$	úhel opásání horního bubnu s. vozu dopravním pásem
$\alpha_{GS} = 160^\circ$	úhel opásání spodního bubnu s. vozu dopravním pásem
$F_{nS} = 21687 N$	skutečná nabíhající síla

7.1.2.2 Odpor větru:

Shazovací vůz pracuje na venkovní skládce, může se proto potýkat s odporem větru.

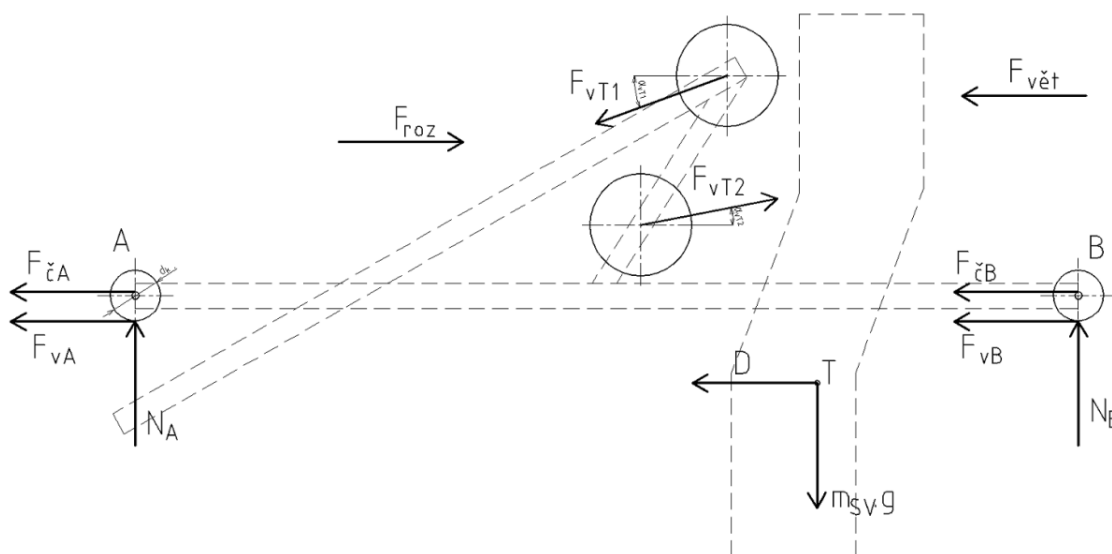
$$F_{v\dot{e}t} = \xi_{\omega} \cdot \omega_1 \cdot S_{SV} \quad (49)$$

$$F_{v\dot{e}t} = 1,4 \cdot 150 \cdot 14,5$$

$$F_{v\dot{e}t} = 3045N$$

kde:

$\omega_1 =$	$150 Pa$	tlak při max. rychlosti větru, která dovolí stroji pracovat [9]
$S_{SV} =$	$14,5 m^2$	plocha shazovacího vozu s výsypkou (dle programu Inventor)
$\xi_{\omega} =$	$1,4$	tvárový součinitel obtékaného profilu [9]

7.1.2.3 Výpočet rozjezdové síly

Obr. 7.2 Uvolnění shazovacího vozu - rozběh

Sestavení rovnovážných rovnic:

$$1. R.: \sum F_{ix} = 0 \quad (50)$$

$$F_{roz} + F_{vT2} \cdot \cos \alpha_{vT2} - F_{vT1} \cdot \cos \alpha_{vT1} - F_{v\check{e}t} - F_{vA} - F_{vB} - F_{\check{c}A} - F_{\check{c}B} - D = 0$$

$$2. R.: \sum F_{iy} = 0 \quad (51)$$

$$m_{SV} \cdot g - N_A - N_B - F_{vT2} \cdot \sin \alpha_{vT2} + F_{vT1} \cdot \sin \alpha_{vT1} = 0$$

$$m_{SV} \cdot g - N_A - N_B - F_{vT2} \cdot \sin \alpha_{vT2} + F_{vT1} \cdot \sin \alpha_{vT1} = 0$$

$$N_B = m_{SV} \cdot g - N_A - F_{vT2} \cdot \sin \alpha_{vT2} + F_{vT1} \cdot \sin \alpha_{vT1}$$

$$D = m_{SV} \cdot a \quad (52)$$

$$F_{vA} = \xi \frac{2 \cdot N_A}{d_k} \quad (53)$$

$$F_{vB} = \xi \frac{2 \cdot N_B}{d_k} \quad (54)$$

$$F_{\check{c}A} = f_{\check{c}} \cdot N_A \quad (55)$$

$$F_{\check{c}B} = f_{\check{c}} \cdot N_B \quad (56)$$

Reakce N_B vyjádřená v 2. rovnovážné rovnici (51) byla dosazena do 1. rovnovážné rovnice (50) a došlo k redukci na jednu neznámou.

$$1. R.: F_{roz} + F_{vT2} \cdot \cos \alpha_{vT2} - F_{vT1} \cdot \cos \alpha_{vT1} - F_{v\check{e}t} - \xi \frac{2 \cdot N_A}{d_k} - \xi \frac{2 \cdot N_B}{d_k} - f_{\check{c}} \cdot N_A - f_{\check{c}} \cdot N_B - m_{SV} \cdot a = 0$$

$$\begin{aligned} & F_{roz} + F_{vT2} \cdot \cos \alpha_{vT2} - F_{vT1} \cdot \cos \alpha_{vT1} - F_{v\check{e}t} - \xi \frac{2 \cdot N_A}{d_k} \\ & - \xi \frac{2 \cdot (m_{SV} \cdot g - N_A - F_{vT2} \cdot \sin \alpha_{vT2} + F_{vT1} \cdot \sin \alpha_{vT1})}{d_k} - f_{\check{c}} \cdot N_A \\ & - f_{\check{c}} \cdot (m_{SV} \cdot g - N_A - F_{vT2} \cdot \sin \alpha_{vT2} + F_{vT1} \cdot \sin \alpha_{vT1}) - m_{SV} \cdot a \\ & = 0 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& F_{roz} + F_{vT2} \cdot \cos\alpha_{vT2} - F_{vT1} \cdot \cos\alpha_{vT1} - F_{v\check{e}t} - \xi \frac{2 \cdot N_A}{d_k} + \xi \frac{2 \cdot N_A}{d_k} \\
& - \xi \frac{2 \cdot (m_{SV} \cdot g - F_{vT2} \cdot \sin\alpha_{vT2} + F_{vT1} \cdot \sin\alpha_{vT1})}{d_k} - f_{\check{c}} \cdot N_A + f_{\check{c}} \\
& \cdot N_A - f_{\check{c}} \cdot (m_{SV} \cdot g - F_{vT2} \cdot \sin\alpha_{vT2} + F_{vT1} \cdot \sin\alpha_{vT1}) - m_{SV} \cdot a = 0 \\
& F_{roz} + F_{vT2} \cdot \cos\alpha_{vT2} - F_{vT1} \cdot \cos\alpha_{vT1} - F_{v\check{e}t} \\
& - \xi \frac{2 \cdot (m_{SV} \cdot g - F_{vT2} \cdot \sin\alpha_{vT2} + F_{vT1} \cdot \sin\alpha_{vT1})}{d_k} - f_{\check{c}} \\
& \cdot (m_{SV} \cdot g - F_{vT2} \cdot \sin\alpha_{vT2} + F_{vT1} \cdot \sin\alpha_{vT1}) - m_{SV} \cdot a = 0
\end{aligned}$$

Z této rovnice vyplývají pohybové odpory shazovacího vozu od valivého a čepového tření:

$$F_{PV1} = \xi \frac{2 \cdot (m_{SV} \cdot g - F_{vT2} \cdot \sin\alpha_{vT2} + F_{vT1} \cdot \sin\alpha_{vT1})}{d_k} \quad (57)$$

$$F_{PV1} = 0,0005 \cdot \frac{2 \cdot (14000 \cdot 9,81 - 42715 \cdot \sin 11^\circ + 43367 \cdot \sin 20^\circ)}{0,41}$$

$$F_{PV1} = 351N$$

$$F_{PV2} = f_{\check{c}} \cdot (m_{SV} \cdot g - F_{vT2} \cdot \sin\alpha_{vT2} + F_{vT1} \cdot \sin\alpha_{vT1}) \quad (58)$$

$$F_{PV2} = 0,1 \cdot (14000 \cdot 9,81 - 42715 \cdot \sin 11^\circ + 43367 \cdot \sin 20^\circ)$$

$$F_{PV2} = 14402N$$

Pak dosazením do rovnice (50) vznikne:

$$F_{roz} + F_{vT2} \cdot \cos\alpha_{vT2} - F_{vT1} \cdot \cos\alpha_{vT1} - F_{v\check{e}t} - F_{PV1} - F_{PV2} - m_{SV} \cdot a = 0 \quad (59)$$

$$m_{SV} \cdot a = F_{roz} + F_{vT2} \cdot \cos\alpha_{vT2} - F_{vT1} \cdot \cos\alpha_{vT1} - F_{v\check{e}t} - F_{PV1} - F_{PV2}$$

$$m_{SV} \cdot \frac{dv}{dt} = F_{roz} + F_{vT2} \cdot \cos\alpha_{vT2} - F_{vT1} \cdot \cos\alpha_{vT1} - F_{v\check{e}t} - F_{PV1} - F_{PV2}$$

$$\begin{aligned}
m_{SV} \cdot \int_0^{v_{2a}} dv &= \int_0^{t_{vmax}} (F_{roz} + F_{vT2} \cdot \cos\alpha_{vT2} - F_{vT1} \cdot \cos\alpha_{vT1} - F_{v\check{e}t} - F_{PV1} \\
&- F_{PV2}) dt
\end{aligned}$$

$$m_{SV} \cdot v_{2a} = (F_{roz} + F_{vT2} \cdot \cos \alpha_{vT2} - F_{vT1} \cdot \cos \alpha_{vT1} - F_{v\dot{e}t} - F_{PV1} - F_{PV2}) \cdot t_{vmax}$$

$$F_{roz} = m_{SV} \cdot \frac{v_{2a}}{t_{vmax}} - F_{vT2} \cdot \cos \alpha_{vT2} + F_{vT1} \cdot \cos \alpha_{vT1} + F_{v\dot{e}t} + F_{PV1} + F_{PV2}$$

$$F_{roz} = 14000 \cdot \frac{0,6}{1} - 42715 \cdot \cos 11^\circ + 43367 \cdot \cos 20^\circ + 3045 + 351 + 14402$$

$$F_{roz} = 25020 \text{ N}$$

kde:

$\xi = 0,0005$ součinitel valivého tření [15]

$f_{\check{c}} = 0,1$ součinitel čepového tření, ocel na bronz [15]

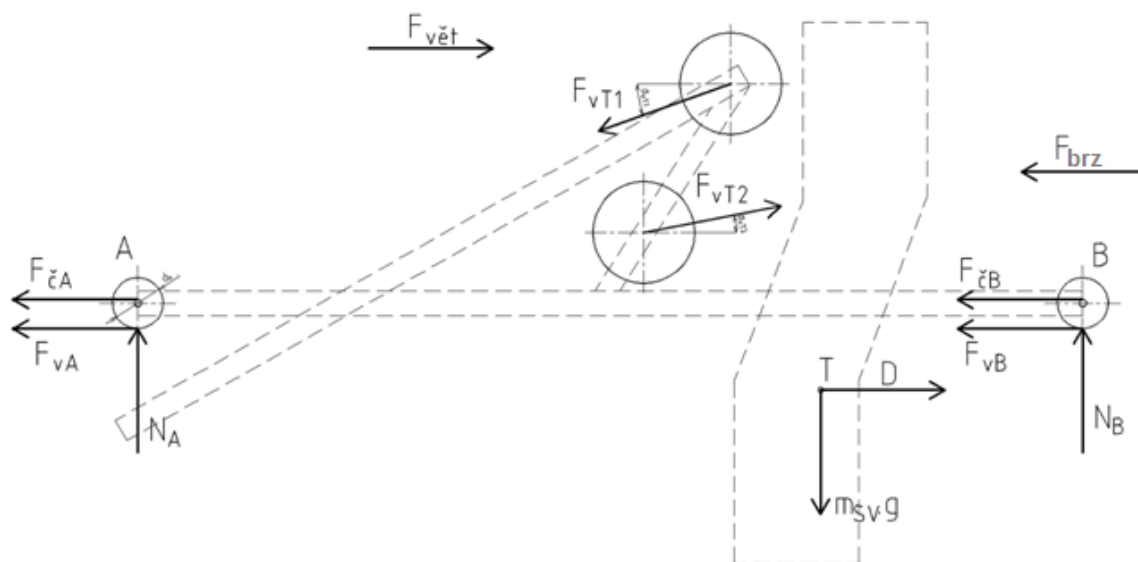
$t_{vmax} = 1 \text{ s}$ požadovaná doba pro dosažení maximální rychlosti

$\alpha_{vT1} = 20^\circ$ natočení vektoru síly F_{vT1}

$\alpha_{vT2} = 11^\circ$ natočení vektoru síly F_{vT2}

7.1.2.4 Výpočet brzdné síly

Počítá se nejnepriznivější případ, tedy vítr působící ve směru pohybu.



Obr. 7.3 Uvolnění shazovacího vozu - brzdění

Pro výpočet potřebné brzdné síly platí obdobný vztah jako u síly rozběhové:

$$-m_{SV} \cdot a = F_{brz} - F_{vT2} \cdot \cos\alpha_{vT2} + F_{vT1} \cdot \cos\alpha_{vT1} - F_{v\dot{e}t} + F_{PV1} + F_{PV2} \quad (60)$$

$$-m_{SV} \cdot \frac{dv}{dt} = F_{brz} - F_{vT2} \cdot \cos\alpha_{vT2} + F_{vT1} \cdot \cos\alpha_{vT1} - F_{v\dot{e}t} + F_{PV1} + F_{PV2}$$

$$-m_{SV} \cdot \int_{v_{2a}}^0 dv = \int_0^{t_{bmax}} (F_{brz} - F_{vT2} \cdot \cos\alpha_{vT2} + F_{vT1} \cdot \cos\alpha_{vT1} - F_{v\dot{e}t} + F_{PV1} + F_{PV2}) dt$$

$$m_{SV} \cdot v_{2a} = (F_{brz} - F_{vT2} \cdot \cos\alpha_{vT2} + F_{vT1} \cdot \cos\alpha_{vT1} - F_{v\dot{e}t} + F_{PV1} + F_{PV2}) \cdot t_{bmax}$$

$$F_{brz} = m_{SV} \cdot \frac{v_{2a}}{t_{bmax}} + F_{vT2} \cdot \cos\alpha_{vT2} - F_{vT1} \cdot \cos\alpha_{vT1} + F_{v\dot{e}t} - F_{PV1} - F_{PV2}$$

$$F_{brz} = 14000 \cdot \frac{0,6}{2} + 42715 \cdot \cos 11^\circ - 43367 \cdot \cos 20^\circ + 3045 - 351 - 14402$$

$$F_{brz} = 6270N$$

kde:

$$t_{bmax} = 0,5 s \quad \text{požadovaná doba do zastavení shazovacího vozu}$$

7.2 Návrh pohonu

7.2.1 Výpočet výkonu pohonu shazovacího vozu

$$P_{SV} = \frac{F_{roz} \cdot v_{2a}}{\eta_{SV} \cdot n_{eSV}} \quad (61)$$

$$P_{SV} = \frac{25020 \cdot 0,6}{0,85 \cdot 2}$$

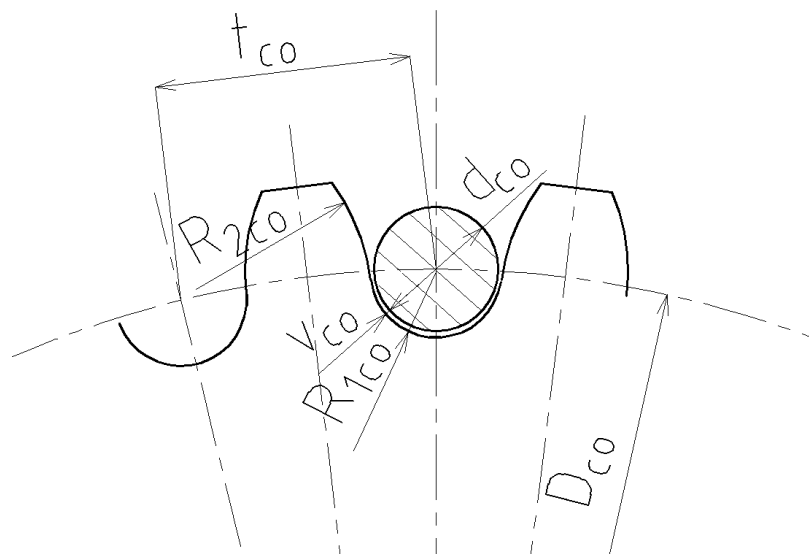
$$P_{SV} = 8831W = 8,83kW$$

kde:

$$\eta_{SV} = 0,85 \quad \text{účinnost pohonu pojezdu shazovacího vozu}$$

$$n_{eSV} = 2 \quad \text{počet pohonů shazovacího vozu}$$

7.2.2 Návrh cévového ozubení



Obr. 7.4 Cékové ozubení

Navržené rozměry cévového ozubení [10]:

$D_{CO} =$	376 mm	průměr roztečné kružnice cévového kola
$d_{CO} =$	25 mm	průměr cévy
$t_{CO} =$	56 mm	rozteč cév
$b_{CO} =$	60 mm	šířka zubu cévového kola
$z_{CO} =$	21	počet zubů cévového kola
$R_{1CO} =$	13,5 mm	poloměr dna zubní mezery
$R_{2CO} =$	42,5 mm	poloměr boku zubu
$D_{aCO} =$	401 mm	průměr hlavové kružnice cévového kola
$D_{fCO} =$	349 mm	průměr patní kružnice cévového kola
$v_{CO} =$	1 mm	vůle mezi cévou a kolem

7.2.3 Výpočet potřebných otáček

$$v_{2a} = \frac{\pi \cdot D_{CO} \cdot n_{COpož}}{60} \Rightarrow n_{COpož} = \frac{60 \cdot v_{2a}}{\pi \cdot D_{CO}} \quad (62)$$

$$n_{COpož} = \frac{60 \cdot 0,6}{\pi \cdot 0,376}$$

$$n_{COpož} = 30,476 \text{ min}^{-1}$$

kde:

$n_{COpož} \quad \text{min}^{-1}$ požadované otáčky cévového pastorku

Dle vypočtených parametrů je zvolena kompaktní 3-stupňová kuželočelní převodovka. Plynulý rozběh, změna smyslu otáčení a brzdění motoru je pro oba motory zajištěn jedním frekvenčním měničem, čímž je zároveň zabráněno možnému přičení shazovacího vozu.

NORD SK 9042.1 - 132MA/4

Parametry zvoleného pohonu [16]:

$P_{SVsk} = 9,20 \text{ kW}$	výkon motoru shazovacího vozu
$i_{SV} = 27,35$	převodový poměr pohonu shazovacího vozu
$n_{2SV} = 30 \text{ min}^{-1}$	výstupní otáčky převodovky shazovacího vozu
$M_{kSVsk} = 2929 \text{ Nm}$	krouticí moment převodovky

7.2.3.1 Skutečná obvodová rychlost na roztečné kružnici cévového pastorku

$$v_{2ask} = \frac{\pi \cdot D_{CO} \cdot n_{2SV}}{60} \quad (63)$$

$$v_{2ask} = \frac{\pi \cdot 0,376 \cdot 30}{60}$$

$$v_{2ask} = 0,591 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

7.3 Kontrola cévového ozubení

Cévové ozubení se kontroluje na maximální napětí v dotyku (Hertzův tlak) [6]:

$$\sigma_{Hz} = c_{Hz} \cdot \sqrt{\frac{\frac{F_{roz}}{2} \cdot E}{b_{CO} \cdot \rho}} < \sigma_P \quad (64)$$

$$\sigma_{Hz} = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{25020}{2} \cdot 206000}{60 \cdot 10,25}$$

$$\sigma_{Hz} = 856 MPa$$

$$\sigma_P = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim} \quad (65)$$

$$\sigma_P = 0,8 \cdot 1210$$

$$\sigma_P = 968 MPa$$

$$\sigma_{Hz} < \sigma_P \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$\rho = \frac{R_{1CO} \cdot R_{2CO}}{R_{1CO} + R_{2CO}} \quad (66)$$

$$\rho = \frac{13,5 \cdot 42,5}{13,5 + 42,5}$$

$$\rho = 10,25 mm$$

kde:

$$c_{Hz} = 0,418 \quad \text{koeficient přímkového styku, ocel na oceli [6]}$$

$$\rho \quad [mm] \quad \text{redukovaný poloměr křivosti}$$

$$E = 206000 MPa \quad \text{modul pružnosti v tahu pro ocel 14 220}$$

$$\sigma_{Hlim} = 1210 MPa \quad \text{mez únavy v dotyku pro ocel 14 220 [6]}$$

$$\sigma_P = [MPa] \quad \text{přípustné napětí v dotyku [6]}$$

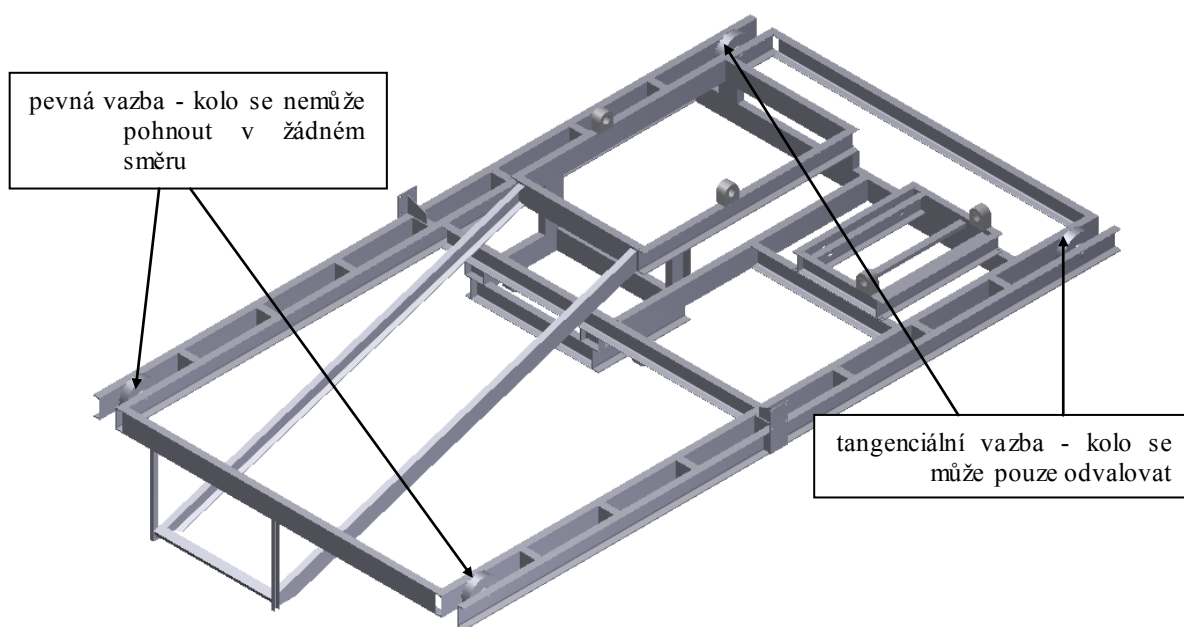
$$\sigma_{Hz} = [MPa] \quad \text{napětí v dotyku (Hertzův tlak)}$$

7.4 Pevnostní kontrola shazovacího vozu

Vzhledem k možnostem výpočetní techniky, která byla při zpracování diplomové práce k dispozici, se provádí kontrola zjednodušeného rámu s pojezdovými koly. Rám shazovacího vozu je kontrolován metodou konečných prvků pomocí funkce "Pevnostní analýza" v programu Autodesk Inventor 2011.

7.4.1 Vstupní hodnoty pevnostní analýzy

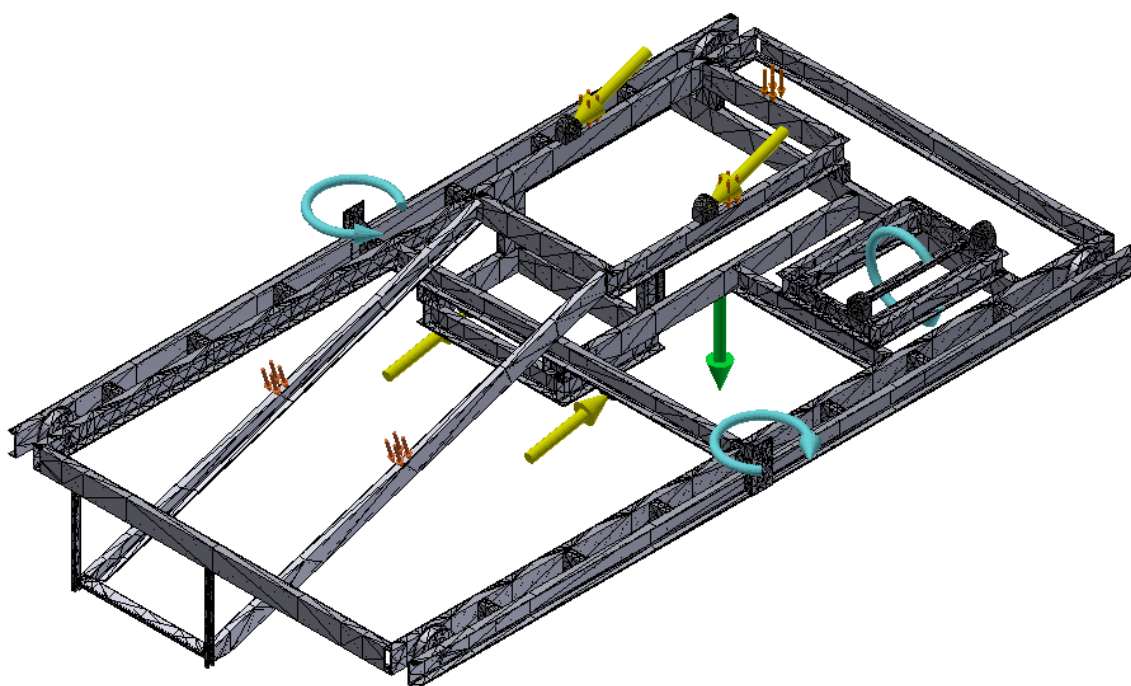
V první fázi je nutné stanovit materiál a vazby kontrolované součásti. Pro výpočet se předpokládá nemožnost pohybu vozu v jednom směru. Tato situace může nastat například při najetí do překážky na pojezdových kolejnicích.



Obr. 7.5 Stanovení vazeb

Dalším krokem při výpočtu je stanovení zatížení shazovacího vozu. Je počítáno s vlastní hmotností vozu, tlakem od válečkových stolic včetně materiálu, tlakem od výsypky, reakčními silami od převáděcích bubnů a kroutícími momenty od pohonů. Tlak od výsypky a válečkových stolic se přepočítal ze známé hmotnosti rozložené na dané ploše shazovacího vozu.

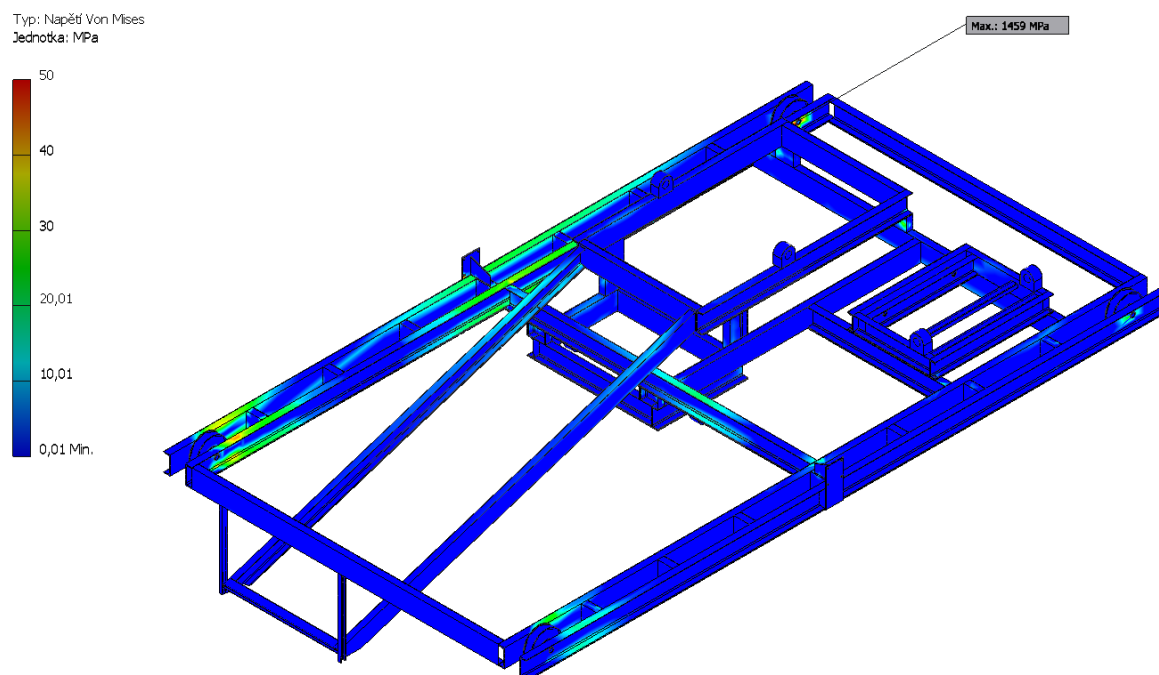
$M_{kZsk} = 1962 \text{ Nm}$	→	kroucí moment od pohonu zdvihu
$M_{kSVsk} = 2929 \text{ Nm}$	→	kroucí momenty od pohonů shazovacího vozu
$F_{vT1} = 43367 \text{ N}$	→	výsledná síla od tahových sil v pásu na horním bubnu
$F_{vT2} = 42715 \text{ N}$	→	výsledná síla od tahových sil v pásu na spodním bubnu
$g = 9,81 \text{ m.s}^{-2}$	→	tíhové zrychlení
$p_{vys} = 0,090 \text{ MPa}$	→	tlak od výsypky
$p_{val} = 0,002 \text{ MPa}$	→	tlak od válečkových stolic s materiálem



Obr. 7.6 Zatížení konstrukce shazovacího vozu

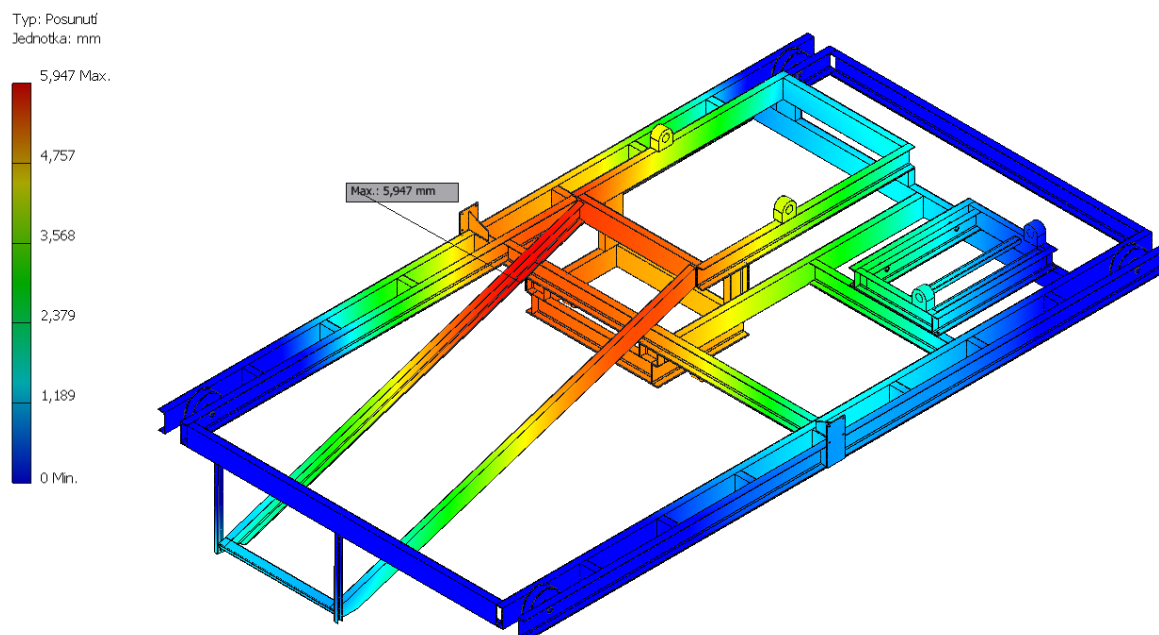
7.4.2 Výstupní hodnoty pevnostní analýzy

Maximální napětí vzniká v místě uchycení pojezdového kola k rámu shazovacího vozu, což může být způsobeno poddimenzovaným uchycením čepu, držícího kolo, k rámu stroje. Řešením je úprava uchycení čepu v rámu spočívající v rozšíření styčných ploch.



Obr. 7.7 Napětí v konstrukci shazovacího vozu

Maximální posunutí vzniká v přechodu rámu pod válečkovými stolicemi na rám pod horním převáděcím bubnem. Řešením by mohlo být zavětrování rámu pod válečkovými stolicemi.



Obr. 7.8 Posunutí v konstrukci shazovacího vozu

8 ZÁVĚR

Úkolem diplomové práce byl návrh hlavních komponent horní stavby portálového zakladače ZPH 1500. Výpočtová část vychází z požadavků provozovatelů stávajících strojů na vyšší výkon, při zachování stávajícího dispozičního řešení skládky. Pro vyšší výkon byl navržen pásový dopravník, na jehož parametry pak byl konstruován shazovací vůz. V této práci jsou navrženy veškeré potřebné pohony, což poslouží jako podklad při návrhu elektroinstalace stroje. Na základě navržených rozměrů shazovacího vozu, jakožto hlavní komponenty zakladače, je možné vytvořit ocelovou konstrukci horní stavby, potažmo celého stroje.

Proti stávajícímu stroji ZPH 1200 je hlavní změnou nového stroje, kromě vyššího výkonu, především jiná koncepce pojezdu shazovacího vozu. Nové řešení by mělo přinést efektivnější provoz stroje s nižšími nároky na obsluhu a údržbu.

Přiložená výkresová dokumentace obsahuje sestavy shazovacího vozu, teleskopické výsypky a jejího zdvihacího zařízení.

9 SEZNAM POUŽITÝCH PRAMENŮ

- [1] JEŘÁBEK, Karel; HELEBRANT, František; JURMAN, Josef; VOŠTOVÁ, Věra. *Stroje pro zemní práce, silniční stroje*. Ostrava: VŠB – TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA, 1996. 466 s. ISBN 80 - 7078 - 389 - 3
- [2] PATRMAN, František, *Doprava v hutích*. Ostrava : VŠB – TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA, 1984 - 356 s
- [3] LEINVEBER, Jan; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. Úvaly: ALBRA. 2003. 872 s. ISBN 80-86490-74-2
- [4] KŘÍŽ, Rudolf; VÁVRA, Pavel. *Strojírenská příručka: 6.svazek*. Praha: SCIENTIA. 1995. 292 s. ISBN 80-85827-88-3
- [5] POLÁK, Jaromír; BAILOTTI, Karel; PAVLISKA, Jiří; HRABOVSKÝ, Leopold. *Dopravní a manipulační zařízení II*. Ostrava: VŠB – TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA, 2003. 109 s. ISBN 80-248-0493-X
- [6] HOSNEDL, Stanislav; KRÁTKÝ, Jaroslav. *Příručka strojního inženýra: Obecné strojní části 2*. Praha: Computer Press. 2000. 198 s. ISBN 80-7226-202-5
- [7] ČSN 27 1820. *Kladky a bubny pro ocelová lana*, Praha, 1957, 9 s., ČSST 9681-58
- [8] ČSN ISO 5048. *Zařízení pro plynulou dopravu nákladů. Pásové dopravníky s nosnými válečky. Výpočet výkonu a tahových sil*. Praha. 1993. 16 s.
- [9] ČSN 27 0103. *Navrhování ocelových konstrukcí jeřábů: výpočet podle mezních stavů*. Praha, 1990. 68 s.
- [10] VN 014812. *Ozubení cévových kol, Výpočet a konstrukční směrnice*. Ostrava: 1985
- [11] AMECO
URL:< <http://www.ameco-tm.com/cement-industry/>> [cit.2012-02-23]
- [12] FAM
URL:<<http://www.fam.de/english/Products/Stockyard%2520systems/index.html>>
[cit.2012-02-21]
- [13] STZ servis
URL:< <http://www.stzservis.cz/dopravni-pasy-pryzotextilni-hmotnost-kostry.aspx> >

[cit.2012-01-29]

[14] *Transroll*

URL:< www.transroll.cz/obrazky.../katalog-transroll-standard-hq-31a14.pdf >

[cit.2012-01-29]

[15] *conVERTER*

URL:< <http://www.converter.cz/tabulky/>> [cit.2012-03-25]

[16] *NORD*

URL:< http://www2.nord.com/cms/media/documents/bw/G1000_CZ_1810.pdf>

[cit.2012-01-29]

10 SEZNAM PŘÍLOH

GRY110 - DP - 01	SESTAVA SHAZOVACÍHO VOZU
GRY110 - DP - 01K	KUSOVNÍK K SHAZOVACÍMU VOZU
GRY110 - DP - 02	ZDVIH VÝSYPKY
GRY110 - DP - 02K	KUSOVNÍK K ZDVIHU VÝSYPKY
GRY110 - DP - 03	TELESKOPICKÁ VÝSYPKA
GRY110 - DP - 03K	KUSOVNÍK K TELESKOPICKÉ VÝSYPCE